



APPLICATION

DE

LA MÉCANIQUE

A DIVERSES

MACHINES DE L'INDUSTRIE.

Tout exemplaire qui ne sera pas revêtu de la signature de l'auteur sera réputé contrefait.



APPLICATION DE LA MÉCANIQUE AUX MACHINES LE PLUS EN USAGE,

MUES PAR L'EAU, LA VAPEUR, LE VENT ET LES ANIMAUX,

ET A DIVERSES CONSTRUCTIONS;

Ouvrage qui fait connaître dans chaque cas la quantité de matière travaillée qui répond à une quantité d'action dépensée par le moteur ou par l'outil, et qui est destiné à guider les constructeurs dans les calculs relatifs à l'établissement de ces différentes usines.

SECONDE ÉDITION,

REVUE, CORRIGÉE ET AUGMENTÉE,

PAR A. TAFFE,

ANCIEN OFFICIER D'ARTILLERIE, CHEF DES TRAVAUX DE L'ÉCOLE ROYALE D'ARTS ET MÉTIERS DE CHALONS-SUR-MARNE.

PARIS.

A LA LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE ET INDUSTRIELLE
DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),
QUAI MALAQUAIS, Nº 15.

1839.



AVERTISSEMENT

DE LA PREMIÈRE ÉDITION.

Depuis long-temps on sent le besoin de répandre l'étude de la mécanique. Dans quelques villes du nord de la France des savants distingués ont fait des cours publics destinés aux ouvriers, qui ont été suivis par des hommes de toutes les classes; dans un grand nombre d'autres, et notamment en Provence, cette partie des mathématiques, si féconde en applications, et qui intéresse les arts comme les sciences physiques, est encore négligée. Une bonne raison pouvait exister autrefois : il fallait, pour aborder la mécanique, savoir les calculs différentiel et intégral, et en général les hommes qui se livrent aux arts industriels, qui ont le plus besoin des lumières de cette science, n'ont ni le temps ni les moyens nécessaires pour suivre des études qui demandent plusieurs années de travail assidu. A présent, grâce aux Charles Dupin et aux Poncelet, les principes de la mécanique sont dégagés des hauts calculs, et l'on peut les acquérir avec la simple géométrie et quelques notions d'algèbre et de trigonométrie rectiligne, ce que l'on apprend dans tous les colléges. Il n'est pas présumable que l'on veuille toujours établir des usines par comparaison, c'est-à-dire d'après celles qui existent, dont la plupart sont défectueuses, et sans avoir égard aux circonstances locales, à d'autres données qui doivent nécessairement en modifier le mécanisme et en changer le produit. Que l'on parcoure les usines mues par l'eau dans beaucoup de localités, il sera facile de se

convaincre que presque jamais on ne s'est proposé, dans leur établissement, de donner aux roues motrices et aux opérateurs les vitesses convenables pour en obtenir le plus grand produit et sa meilleure qualité. On trouve des papeteries et des scies à eau qui avec une grande force motrice ne font pas la moitié de ce qu'elles devraient faire, et cela parce que les roues employées, à augets ou de côté, sont beaucoup trop petites, mal calculées, et en recevant l'eau de très haut perdent encore par le rejaillissement une partie du travail moteur. Des foulons sont fortement ébranlés par le choc des cames contre les mentonnets, ce qu'il était facile d'éviter en traçant les cames convenablement. On trouve dans des filatures et autres usines des arbres monstrueux et des tourillons d'un grand diamètre, ce qui augmente le travail des frottements. Avec une chute d'eau de 4 à 5 mètres qui devrait donner un bon produit, des moulins à farine ne peuvent moudre qu'une charge à l'heure, parce qu'on ne veut rien changer aux dimensions des palettes, qui restent invariables, bien que la hauteur de chute change. En un mot, il est rare de ne pas trouver des défauts; presque partout la routine dirige les travaux : il doit nécessairement en résulter de très mauvaises machines. Il ne doit pas cependant être indifférent aux propriétaires d'usines d'avoir de faibles produits, quand on peut les doubler, si l'ouvrier est guidé par une bonne théorie, corrigée par l'expérience.

Comme nous l'avons déjà dit, un grand pas est fait, et il appartenait aux deux savants précités de mettre une science difficile à la portée de ceux qui n'ont que de faibles connaissances en mathématiques. On doit désirer, dans l'intérêt de l'ouvrier, de l'homme industriel, dans l'intérêt même du simple propriétaire, que cette science soit enseignée dans tous les

colléges; car tous ceux qui y sont élevés n'arrivent pas aux écoles spéciales, il n'en est même qu'un bien petit nombre. Et pourquoi serait-il réservé exclusivement à ceux-ci de posséder des connaissances qui trouvent tant d'applications utiles à nos besoins et aux arts auxquels beaucoup d'hommes se livrent, quand on pourrait à présent les donner à tous en n'enseignant que ce qu'il faut des éléments, au lieu d'occuper les élèves, pendant plusieurs années, à de longues théories qui ne peuvent intéresser que ceux qui veulent aller loin en mathématiques, ou qui se destinent à l'École polytechnique?

On trouve dans le Cours de M. Poncelet la solution d'une foule de questions intéressantes, entre autres celles qui sont relatives à l'établissement des machines à vapeur. Navier, dans ses notes sur l'ouvrage de Bélidor, applique les principes de la mécanique à quelques machines mues par l'eau, et détermine, dans chaque cas, le travail mécanique utile qui répond à un ouvrage fait, et la partie du travail moteur qui est absorbée par les résistances nuisibles. Guidé par ces deux grands maîtres, je me suis proposé de donner de l'extension à ces applications, et, dans le but de rendre faciles celles relatives à l'établissement des machines le plus en usage, comme pour mettre à même les constructeurs d'obtenir d'une machine un ouvrage déterminé d'avance, ou de pouvoir faire connaître l'ouvrage que l'on pourrait obtenir avec une dépense d'eau et une chute données, j'ai calculé dans chaque espèce d'usines le travail moteur qui répond à un ouvrage fait dans un temps donné.

Telle est la lacune que j'ai tâché de remplir en calculant un grand nombre de machines existantes de différentes espèces. Si ce travail peut être profitable à ces ouvriers intelligents, mais qui n'ont qu'une pratique obscure, routinière, toujours préjudiciable



aux hommes trop confiants qui les emploient, je m'applaudirai de l'avoir entrepris, et aussi d'avoir ajouté bien peu, sans doute, à ce qu'ont déjà fait ces esprits créateurs, ces hommes estimables qui, animés de l'amour du bien, contribuent puissamment aux progrès de notre industrie en éclairant la classe ouvrière par des cours précieux, et qui ne pouvant faire entendre leurs voix dans tous les coins de la France, font encore des vœux pour y trouver de l'écho.

Nous diviserons ce travail en quatre parties : dans la première, nous ferons le résumé des principes qui doivent être appliqués et qui ont été présentés par MM. Poncelet et Navier d'une manière simple et rigoureuse, en renvoyant aux écrits de ces deux savants pour les démonstrations. Nous nous occuperons, dans la seconde, du calcul d'un grand nombre de machines existantes de différentes espèces, mues par les quatre moteurs, comme moulins à farine, à huile, à scier le bois, à tan, à garance, à poudre, foulons, filatures de coton, papeteries, gruaux, bocards, martinets de forge, laminoirs, machines soufflantes, roues à godets, presses hydrauliques et pompes. Dans la troisième, destinée particulièrement aux ouvriers qui ont déjà quelques connaissances théoriques, on mettra à profit les résultats obtenus dans la seconde partie pour établir les mêmes machines calculées, mais en se proposant d'obtenir le maximum d'effet. Enfin la dernière partie comprendra diverses applications aux voûtes, à la poussée des terres, aux digues, à la charpente, aux fondations des bâtiments, en employant des formules connues que l'expérience a rectifiées, opérations qui doivent également intéresser les constructeurs et les propriétaires.

AVERTISSEMENT

DE LA SECONDE ÉDITION.

Quand je fis ces applications de la mécanique, je n'avais d'autre but que d'employer les moments de loisir que me laissait l'emploi que j'occupais ; la concordance que je trouvai dans les résultats me fit penser qu'ils pouvaient être utiles aux industriels ; la réussite de plusieurs usines, dont le calcul avait été basé sur les rapports du travail mécanique à l'ouvrage fait que j'avais obtenus, me détermina à les mettre au jour.

En donnant mes résultats de calcul, je traçai la marche à suivre pour y arriver, et je pris dans le Cours de M. Poncelet et dans les notes de Navier les formules que je voulais appliquer ; la démonstration des principes ne m'appartenant pas, je devais simplement les énoncer ; et je n'entrai dans quelques développements que pour bien en faire saisir l'esprit et mettre le lecteur à même de bien les appliquer. De nouvelles applications demandant d'autres formules, je les ai puisées dans la même source, de sorte que la première partie présente maintenant le résumé des leçons de M. Poncelet.

Lorsque je m'occupai de ce travail, j'ignorais que M. Morin eût entrepris des expériences sur les frottements et sur l'effet utile des roues hydrauliques; des erreurs, quoique généralement peu sensibles, s'étant d'ailleurs glissées dans tous ces minutieux calculs, je devais, pour ces deux motifs, les refaire.

Depuis l'impression de la première édition, ayant eu l'occasion de visiter d'autres usines dans plusieurs départements, j'ai ajouté aux applications que l'on connaît, d'autres applications aux laminoirs pour le fer, aux marteaux de forge, aux patouillets, aux machines soufflantes à pistons; aux scies pour le marbre, aux filatures de lin, de laine, aux machines à papier continu, à celles à battre le blé, aux fabriques de drap; de nouveaux calculs sur les machines à papier et qui ont encore confirmé mes premiers résultats; des applications aux principales machines à élever les eaux; enfin j'ai ajouté, dans la dernière partie, les formules de M. Petit relatives aux voûtes, beaucoup plus simples que celles de M. Audoy.

Dans toutes ces applications, je n'ai pas perdu de vue que je travaillais pour les industriels, et, sans avoir la prétention de leur faire obtenir à quelques grammes ou à quelques centimètres près, tout l'ouvrage qu'on peut attendre de l'action prolongée d'une force sur une machine, je devais mettre toute mon attention dans ces recherches, afin de leur procurer une base de calcul

d'établissement qui pût les empêcher de commettre de ces erreurs graves, qui ont compromis quelquefois leur fortune, tout en les dégoûtant pour toujours d'une industrie qui devait leur être avantageuse, et en même temps utile à ceux qui devaient en consommer les produits.

Significations données aux lettres suivantes qui sont fréquemment employées dans les calculs.

g Vitesse que la pesanteur imprime aux corps dans la première seconde de leur chute, et qui est égale à $9^{m},81$.

π Rapport de la circonférence ou diamètre, égal à 3,1416.

E Dépense ou volume d'eau ou de vapeur écoulée dans une seconde.

H Hauteur totale de l'eau qui fait marcher une usine, ou chute depuis la surface de l'eau jusqu'au-dessous de la roue.

h Chute d'eau comprise depuis le niveau jusqu'au point où elle entre dans la roue.

h' Hauteur de laquelle l'eau descend sur la roue.

P Effort moteur.

P V Travail moteur.

pv Travail utile ou celui qui fait l'ouvrage.

$p'v'$ Travail perdu par les résistances nuisibles.

q, q', q'', Réaction des roues.

a' Surface de l'orifice d'entrée d'une buse, ou de la section de l'eau dans un coursier et à l'entrée.

a Surface de l'orifice de sortie d'une buse, ou de la section de l'eau dans un coursier et à la sortie.

a'' Orifice moyen ou section moyenne.

c' Contour mouillé dans un canal, ou celui de l'eau dans une buse.

c'' Contour moyen.

L Longueur d'un coursier ou d'une buse.

l Largeur d'un orifice de vanne ou de déversoir.

V Vitesse de la roue motrice.

v Vitesse de l'eau.

n Nombre de révolutions que fait une roue dans une minute, ou d'oscillations que fait un piston dans ce temps.

D Diamètre d'une motrice, R son rayon.

D' Son diamètre moyen ou celui qui répond au milieu des aubes, R' son rayon moyen.

d Diamètres des meules.

Ω Surface d'une palette, l sa largeur, l' sa hauteur.

p Poids de la tête d'un foulon, pilon ou marteau de forge.

p' Le poids du manche.

m Multiplicateur des dépenses d'eau.

f Rapport du frottement à la pression.

α' Angle que font les palettes d'une roue horizontale avec un plan horizontal.

x Angle que fait la direction de la veine fluide avec une normale à la palette.

θ Angle que fait la direction d'une veine fluide avec une verticale.

ERRATA.

Page 4, ligne 20, *lisez* : $H = \frac{V^2}{2g}$.

25, 3, *lisez* : ArR'.

40, 8, *lisez* : $T \times R$.

49, 6, *ajoutez* : (fig. 8).

58, 35, *lisez* : décrivons de même du point q.

60, 29, *lisez* : courbe engendrée.

61, 28, *ajoutez* : (fig. 31).

64, 23, *lisez* : décrivons les arcs CH, IT.

139, 34, *lisez* : 15°.

141, 16, *lisez* : il faudra pour les 3/4,16.

232, 24, *lisez* : madame Dornier.

234, 8, *lisez* : l'eau sort d'un orifice de vanne.

309, 7, *lisez* : $\frac{5PV}{4 \times 1000 E}$.

368, 6, *lisez* : $c = \frac{\Pi}{r^2}$.

374, 19, *lisez* : $c = \frac{\Pi}{r^2} = \frac{\frac{1}{3}(K^2-1)\, a \sin. a - \frac{1}{2}(K^2-1)(1-\cos. a)}{K - \cos. a}$.

377, 8, *effacez le terme* $+\frac{2}{3} L r^2 a$.

377, 26, *lisez* : $S\,dh'\,R'$.

378, 2, *lisez* : $M' = \{B - r(1 - \sin. Z)\} S' - N'$.

380, 24, *lisez* : $Z' = r(A+a)(\sin. Z - \sin. \theta) - \frac{r^2}{2}\{(Z - \sin. Z \cos. Z)$.

ADDITION AU N° 134.

Produit du moulin à farine de Vadney.

Au moment où l'impression de cet ouvrage allait être terminée, j'ai pu faire appliquer, par les élèves de l'École de Châlons, le frein dynamométrique sur l'arbre vertical de la turbine, qui fait mouvoir le moulin à farine établi à Vadney (Marne). Voici quel en a été le résultat.

La force de cette machine a été trouvée de 10,4 chevaux-vapeurs; mais les eaux sont un peu plus basses maintenant que dans les autres saisons de l'année.

Trois meules seulement marchaient. Elles peuvent moudre au

moins 80 hectolitres de blé en 24 heures, l'hectolitre pesant 78 kil., quand la farine ne passe qu'une fois entre les meules, c'est-à-dire par la mouture à la grosse, et 52 hectolitres quand elle y passe trois fois, ou par la mouture économique.

On trouve que sur 100 kil. de blé il y a 74 kil. de farine propre au pain blanc.

La turbine fait moyennement 65 révolutions par minute; les meules 110; les blutoirs 26; les ventilateurs des machines à nettoyer le blé, 3 à 400; les vis d'Archimède pour pousser les farines ou le blé dans des récipients, 62; les cylindres à nettoyer, 125; les courroies sans fin ont une vitesse d'environ $0^{m}.60$ par seconde.

En admettant, comme pour les autres moulins que nous avons calculés, faisant la mouture à la grosse, que $1000^{k.m.}$ de travail utile répondent à $0^{k}.20$ de blé moulu dans 1 seconde, on trouvera que pour les 80 hectolitres moulus en 24 heures, il faut $360^{k.m.}$ par seconde. La force de la machine est de 10,4 chevaux-vapeurs ou $780^{k.m.}$, le travail moteur serait donc 2,16 fois le travail utile. Mais les 80 hectolitres représentant le produit minimum du moulin par la mouture à la grosse, il peut se faire aussi que dans ce moulin $1000^{k.m.}$ de travail utile répondent à un peu plus de $0^{k}.20$ de blé moulu; nous voyons donc que, dans les moulins à l'anglaise, le travail moteur est à peu près le double du travail utile, ce que nous avons trouvé ailleurs.

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE DE L. MATHIAS (Augustin).
QUAI MALAQUAIS, 15.

COURS
ÉLÉMENTAIRE, THÉORIQUE ET PRATIQUE
DE
DESSIN LINÉAIRE

A L'USAGE DES ARPENTEURS, GÉOMÈTRES DU CADASTRE, AGENS VOYERS, PIQUEURS ET CONDUCTEURS DES PONTS-ET-CHAUSSÉES, ET DES ÉCOLES INDUSTRIELLES.

PAR A. BARDON
GÉOGRAPHE DES PONTS-ET-CHAUSSÉES,
Membre de la Société d'Agriculture, Sciences et Arts du Département de la Dordogne,
Membre du Jury d'examen des candidats aux Écoles royales d'Arts et Métiers,
Professeur de dessin.

1 vol. in-8° contenant 36 planches. . . . . 6 fr.
1 atlas in-folio de 25 planches sur grand-raisin. . . . 9
Les deux réunis. 12

Des diverses propriétés des corps, la première qui se présente à nos sens est *la forme*.

Dan notre état social, peu de corps inanimés conservent leur forme naturelle; les arts s'en emparent, et par des modifications infinies ils les rendent propres à satisfaire nos besoins et nos plaisirs.

Les hommes sont donc sans cesse obligés de s'entendre entre eux sur les transformations de la matière; et ce besoin devait nécessairement créer une écriture d'images, de même que l'expression des abstractions a créé une écriture de mots.

On appelle *dessin*, en général, l'art de représenter les corps pour en faire connaître les apparences; la forme réelle et la destination; cette définition annonce l'importance de ce moyen de communiquer la pensée. On le divise en deux branches, l'une, de sentiment, nommée *dessin pittoresque*, l'autre géométrique, nommée *dessin linéaire*.

Il a été publié beaucoup de livres sur le dessin linéair Tous renferment de bonnes choses basées sur des vérités mathématiques, mai des hommes qui les ont écrits, les uns étaient plus géomètres que dessinateurs, d'autres se trouvaient dans le cas contraire; cependant cet art se compose de la réunion de ces deux théories, et enfin les meilleurs de ces ouvrages rédigés par des savants du premier ordre, n'offrent souvent qu'une suite de jalons grandement espacés, indiquant une route qu'il est donné à peu d'élèves de pouvoir suivre.

Dans les écoles spéciales et les grandes écoles industrielles, les sciences et les arts sont enseignés par leurs principes rigoureux et avec leurs diverses applications. Ce mouvement imprimé au savoir se propage de proche en proche, mais toutes les parties de ce grand ensemble n'avancent pas d'un pas égal, et il se trouve en France beaucoup de départements qui languissent encore sous le joug du préjugé.

Le dessin est la partie de l'enseignement la plus retardée, parce qu'elle n'est pas généralement comprise; l'administration supérieure ne s'est pas encore occupée de la classer dans son système d'instruction publique, et de rattacher d'une manière fixe cette partie au tout; elle la laisse flotter au gré de la routine et de l'indifférence.

Cependant le jour approche où l'on ne pensera plus que la science du dessin consiste à reproduire l'image d'un individu ou d'un site; où l'on n'attendra plus chez la jeunesse des écoles la manifestation d'une disposition aux arts d'imitation; mais où tous les hommes de toutes les classes apprendront à définir et exprimer facilement leurs idées sur les corps produits de l'art ou de la nature. En outre des avantages journaliers et de chaque instant que fournira cette pratique, son étude les conduira comme elle a déjà conduit quelques peuples anciens à la connaissance du beau réel, dont le cachet est imprimé sur toutes leurs productions, même sur les moins importantes.

Pour contribuer autant qu'il était en nous à hâter ce moment, nous avons essayé de tracer un sentier qui vînt aboutir directement aux grandes voies de la science. Nous nous sommes dit que des lambeaux de diverses applications n'étaient pas des principes; et que pour avoir copié servilement quelques dessins d'architecture ou de machines, on n'était ni architecte ni mécanicien; nous avons donc voulu, par des règles sûres et générales, accompagnées de modèles d'une exécution large et sentie, faciliter l'étude du *dessin linéaire*, laissant aux élèves qui auront contracté l'habitude d'exprimer avec précision et netteté leurs propres idées, à puiser dans les traités spéciaux les connaissances qu'on ne doit pas chercher dans les livres élémentaires.

Le cours que nous annonçons s'adresse à tous les hommes qui s'occupent des arts libéraux et mécaniques. Les arpenteurs, géomètres du Cadastre, agents voyers, piqueurs et conducteurs des Ponts-et-Chaussées y trouveront des parties relatives à leurs travaux; mais l'ouvrage est destiné surtout aux écoles industrielles; et ce n'est qu'après l'avoir mis à l'essai dans la pratique et dans l'enseignement que nous nous sommes décidés à le livrer au public.

Il se compose, pour la théorie, d'un volume in-8° de texte contenant 36 planches mises en regard, et pour la pratique, d'un atlas composé de 25 grandes planches ou dessins sur papier grand raisin à plat.

Les dessins destinés à servir de modèles d'exécution sont cotés pour être copiés et construits à l'échelle.

Ordre des Matières.

Lignes. — Système métrique, échelles, principes fondamentaux géométriques, constructions graphiques, raccordements, lignes proportionnelles, figures semblables.

Surfaces. — Mesure des surfaces, arpentage, levée de plans, équerre, planchette, graphomètre, triangulation.

Solides. — Des plans, construction des solides sur leurs bases, surfaces développées, cubature, nivellement, projet, cotes rouges, lignes de passage, décomposition des solides.

Projection. — Usage des projections, application à un ponceau, à un établissement industriel, à une maison d'habitation; applications diverses.

Topographie. — Lignes de grande pente, études de bois, rochers, eaux, montagnes, etc..., dessin de la carte, réduction, développement.

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE DE L. MATHIAS (Augustin).

QUAI MALAQUAIS, 15.

Ouvrages à l'usage des écoles élémentaires.

NOTES ET CROQUIS DE GÉOMÉTRIE DESCRIPTIVE, seconde édition, revue, corrigée et augmentée, par Bardin, ancien élève de l'École polytechnique, professeur à l'école d'artillerie de Metz et aux cours industriels de la même ville, etc. Atlas de 20 feuilles de 50 centimètres sur 40 centimètres, imprimé sur beau papier. 10 fr.

LEÇONS ÉLÉMENTAIRES SUR LA REPRÉSENTATION DES CORPS, à l'aide d'un seul plan de projection et de cotes de distance, suivies d'application. Cahier lithographié in-4, avec un grand nombre de figures dans le texte. 1838. 5 fr.

ÉLÉMENTS D'ARITHMÉTIQUE, suivis d'un programme de toutes les propositions que les candidats ont à démontrer, et des questions auxquelles ils doivent répondre quand ils sont examinés sur l'arithmétique, pour l'admission aux écoles royales polytechnique, militaire et de la marine, etc., par J.-M. Carlier, professeur agrégé de mathématiques au collége royal de Versailles. 1 volume in-8. 5 fr.

NOTIONS ÉLÉMENTAIRES DE CHIMIE à l'usage des écoles, contenant une table très-détaillée par ordre des matières, et une table générale par ordre alphabétique, par Violette, ancien élève de l'École polytechnique, commissaire des poudres et salpêtres, professeur de chimie industrielle, etc., 1 vol. in-12. 1 fr. 50

COURS DE DESSIN LINÉAIRE appliqué au dessin des machines, dédié aux écoles industrielles, par Ch. Armengaud, ingénieur civil, professeur à l'école spéciale du commerce. In-4° avec 41 planches. 6 fr.

L'OUVRIER MÉCANICIEN. Traité de mécanique pratique donnant la solution des diverses applications qui ont rapport à la mécanique pratique par la connaissance seule de l'Arithmétique et de la Géométrie élémentaire; guide nécessaire et indispensable à l'élève mécanicien, dédiée aux écoles industrielles par Charles Armengaud jeune, ingénieur-dessinateur, professeur à l'école spéciale du commerce. 1 vol. in-12 avec planches. 3 fr.

THÉORIE COMPLÈTE DE L'ARITHMÉTIQUE, à l'usage des jeunes gens qui se préparent à subir un examen, par Sautéyron. Troisième édition. 1 volume in-8. 3 fr.

SYSTÈME D'ALGÈBRE ÉLÉMENTAIRE, à l'usage des candidats à l'École polytechnique, par J. B. Finck, ancien élève de l'École polytechnique, agrégé aux classes des sciences dans l'Université, professeur de mathématiques spéciales dans les Colléges royaux, etc., etc., 1839, 1 vol. in-8. 7 fr.

ANALYSE INFINITÉSIMALE, 1re partie, comprenant le calcul différentiel, *par le même auteur*. 1834, 1 vol. in-8. 5 fr.

Le deuxième volume, comprenant le calcul intégral, le calcul des variations, et les différences, paraîtra en 1840.

GÉOMÉTRIE ÉLÉMENTAIRE, BASÉE SUR LA THÉORIE DES INFINIMENT PETITS, approuvé par le conseil royal de l'instruction publique, par le même. Nouvelle édition, 1841. 1 vol. in-8, avec planches. 6 fr.

COURS PRÉPARATOIRE DE PHYSIQUE, DE CHIMIE ET DE COSMOGRAPHIE, à l'usage des jeunes gens qui se destinent à subir les examens d'admission à l'École royale spéciale militaire; par J.-M. Peyré, ancien élève de l'École polytechnique, professeur de physique à l'École royale spéciale militaire. 1837. 1 vol. in-8. 5 fr.

D'après la décision du Conseil royal de l'Instruction publique, cet ouvrage est autorisé pour l'enseignement dans les colléges de l'Université; et, sur la proposition du Conseil d'instruction de l'École royale spéciale militaire, M. le ministre de la guerre l'a adopté pour servir à l'enseignement du Collège royal de La Flèche.

NOTIONS DE STATISTIQUE ET DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE, à l'usage de MM. les élèves de l'école royale spéciale militaire par J.-M. Peyré. 1 vol. in-8. 1837. 4 fr.

CHOIX DE MODÈLES appliqués à l'enseignement du dessin des machines, avec un texte descriptif, par Le Blanc. Nouvelle édition. 1839.

Ouvrage adopté par le Conservatoire royal des arts et métiers, par l'École centrale des arts et manufactures, etc.
Soixante planches sur un quart colombier, avec texte de 173 pages in-4. 22 fr.

ESSAI SUR LES ÉLÉMENTS DE LA PRATIQUE DES LEVERS TOPOGRAPHIQUES et de son enseignement, par P. A. Clerc, lieutenant-colonel en retraite. In-8, 18 pl. tome Ier. Nouvelle édition, revue et corrigée. 4 fr.
Tome 2, comprenant les nivellements, 1 vol. in-8°, 12 planches. 1841. 10 fr.

TABLES DE LOGARITHMES pour les nombres et pour les sciences, avec les explications et usages principaux pour l'astronomie, la gnomonique, la géométrie, l'arpentage, la statistique et les routes, par Jérôme Lalande. 1 vol. in-8° stéréotype. 2 fr.

Sous presse pour paraître incessamment:

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE DE MÉCANIQUE, par le capitaine Kater et le docteur Larduer, trad. de l'anglais par Auguste Cournot. 1 vol. in-18 avec 224 figures sur acier. *Nouvelle édition.* 4 fr.

ART DU GÉOMÈTRE-ARPENTEUR, ou Traité de Géométrie pratique, contenant la levée des plans, le nivellement et le partage des propriétés agricoles; suivi de l'Exposition du système métrique; par M. P. Guy, officier d'artillerie. 1 vol. in-12, orné de cinq planches gravées. *Nouvelle édition.* 3 fr. 50 c.

CALCULS faits à l'usage des industriels, par Lenoir. Nouvelle édition, revue et considérablement augmentée, par MM. Grouvelle et Championnière. 1 vol. in-12. 3 fr. 50 c.

Ces trois ouvrages font partie de la Bibliothèque industrielle.

Imprimerie de H. Fournier et Comp., rue Saint-Benoit, 7.

APPLICATION
DES
PRINCIPES DE LA MÉCANIQUE
AUX DIVERSES MACHINES.

PREMIÈRE PARTIE.

RÉSUMÉ DES PRINCIPES DE LA MÉCANIQUE QUI DOIVENT ÊTRE APPLIQUÉS AUX MACHINES MUES PAR L'EAU, LA VAPEUR, LE VENT ET LES ANIMAUX, ET A DIVERSES CONSTRUCTIONS.

1. *Force.* — Une force est la cause qui modifie l'état des corps ; elle leur imprime du mouvement quand ils sont en repos, elle change ou détruit leur mouvement quand ils l'ont acquis. On se sert, pour les mesurer, des dynamomètres ou des pesons du commerce ; leur intensité peut donc être exprimée par un certain nombre de kilogrammes.

Les forces sont proportionnelles aux degrés de vitesse très petits qu'elles impriment à un corps dans des temps égaux et forts courts.

Dans les lieux de la terre où nous sommes, la vitesse acquise par les corps au bout de la première seconde de leur chute, est égale à $9^m,81$; nous la représenterons par g.

Si v est le très petit degré de vitesse qu'une force F imprime à un corps de poids P, à une époque quelconque de son mouvement et dans un très petit temps t, la valeur de cette force est donnée par $F = \frac{P}{g} \times \frac{v}{t}$.

Si à une certaine époque du mouvement, la force continue d'agir avec l'intensité qu'elle a à cette époque, et que V soit la vitesse du corps acquise au bout d'une seconde à partir du moment où la force est censée constante, l'intensité de cette force est exprimée par $F = \frac{P}{g} \times V$. Cette valeur porte aussi le nom de quantité de mouvement.

2. *Poids des corps, Masses.* — Le poids d'un corps est exprimé par la masse, ou la quantité de matière qu'il contient, multipliée par g. Ainsi si P représente le poids d'un corps et M sa masse, on a $P = Mg$; d'où l'on tire la valeur de la masse $M = \frac{P}{g}$.

Il est encore exprimé par son volume multiplié par sa densité, c'est-à-dire par son poids sous l'unité de volume. Si on voulait donc avoir le poids d'une meule de moulin dont le rayon est $0^m,80$, et son épaisseur $e = 0^m,23$, le volume de cette meule serait $\pi r^2 \times e = 3,1416 \times (0,80)^2 \times 0,23 = 0^{m.c.c.},46$; la densité de la pierre meulière étant $2484^{kilog.}$, le poids de la meule serait $0,46 \times 2484 = 1142^k,64$.

Pesanteur spécifique. — La pesanteur spécifique ou le poids spécifique d'un corps, est le rapport du poids de ce corps au poids d'un pareil volume d'eau distillée. La table C nous montre que le poids spécifique du plomb est 11,3523, ce qui indique qu'un mètre cube de plomb pèse 11,3523 fois autant qu'un mètre cube d'eau distillée, et comme celui-ci pèse 1000^k, le mètre cube de plomb est $11,3523 \times 1000 = 11,352^k3$.

3. *Mouvement uniforme, Vitesse.* — Quand le mou-

vement d'un corps est uniforme, c'est-à-dire quand les espaces parcourus dans des temps égaux sont égaux, la vitesse est égale à l'espace divisé par le temps. Il est facile d'après cela de trouver la vitesse de l'eau dans un canal si son mouvement y est uniforme : on jette dans le canal un flotteur auquel on ne donne que très peu d'épaisseur pour que la pression de l'air n'ajoute pas à la vitesse que le mouvement de l'eau doit lui donner, et s'il parcourt 300 mètres dans une minute ou 60", la vitesse de l'eau dans une seconde sera $= \frac{300^m}{60''} = 5^m$.

Dans le cas où la vitesse de l'eau serait variable le long du canal on pourrait la déterminer, sur un point désigné, au moyen d'une petite roue de fer-blanc qui, à cause de sa légèreté, prend la vitesse propre de l'eau ; on compte le nombre de tours qu'elle fait dans une minute ou 60", l'espace parcouru est égal au nombre de tours multiplié par la circonférence qui correspond au milieu des palettes de cette roue, et en divisant ce produit par 60 on a la vitesse de l'eau à la surface.

C'est encore d'après le même principe qu'on calcule la vitesse des roues hydrauliques. Si on représente par n le nombre de tours que la roue fait dans une minute ou 60", et par R son rayon, sa vitesse à sa circonférence extérieure sera, dans une seconde, $V = \frac{n.2\pi R}{60}$.

Si la vitesse de la roue était donnée, le nombre de tours qu'elle ferait dans une minute serait $n = \frac{V \times 60}{2\pi R}$.

$2c$ représentant la longueur de l'oscillation entière que fait un piston de pompe de machine à vapeur, la valeur de la vitesse moyenne sera évidemment aussi exprimée par $V = \frac{n.2c}{60}$,

l'amplitude de l'oscillation entière par $2c = \frac{60 \times V}{n}$, et celle d'une demi-oscillation par $c = \frac{60 \times V}{2.n}$.

4. *Mouvement uniformément accéléré.* — Quand une force constante agit continuellement sur un corps, elle lui imprime à chaque instant un nouveau degré de vitesse qui est aussi constant puisque la force l'est; donc, à partir d'un certain instant, la vitesse est augmentée de quantités proportionnelles au temps écoulé depuis cet instant.

La pesanteur est une force constante, du moins nous la regardons comme telle dans les lieux où nous sommes; elle agit continuellement sur les corps, le mouvement qu'elle leur imprime doit donc être uniformément accéléré.

Dans le vide tous les corps tombent également vite, quels que soient leurs poids, et d'après les lois de la chute dans ce cas. Si un corps d'un poids quelconque tombe d'une hauteur H, la vitesse qu'il aura acquise quand il se trouvera au bas de la hauteur H, sera donnée par $V = \sqrt{2gH}$.

De même si on se donnait la vitesse V on aurait la hauteur de laquelle le corps serait tombé pour l'acquérir, ou $H = \frac{V^2}{2g}$.

Dans l'air la vitesse imprimée à un corps ne peut être la même que dans le vide, à cause de la résistance que l'air oppose et qui dépend de la surface antérieure des corps, de la forme même de ces corps, de la grandeur de leur vitesse; mais l'expérience a prouvé que, dans les cas ordinaires de la pratique, la résistance de l'air a peu d'influence, et l'on peut encore se servir de la formule $V = \sqrt{2gH}$ pour déterminer la vitesse d'un corps lorsque sa chute H n'est que de 5 à 6 mètres.

5. *Mouvement périodique.* — Il est dans les machines des mouvements qui sont périodiques, c'est-à-dire que les

corps qui y sont soumis, parcourent un même chemin dans un certain temps, bien que le mouvement change à chaque instant. C'est ce qui arrive à une manivelle que fait mouvoir un piston de pompe ; elle fera régulièrement une révolution dans 1" par exemple, quoique sa vitesse ne puisse être uniforme, attendu que l'action de la puissance change à chaque instant avec son bras de levier. Dans les calculs on remplace ces mouvements par ceux uniformes et qui s'accomplissent dans le même temps, et pour cela il suffit de chercher le bras de levier moyen de la puissance ; ce que l'on verra plus loin.

6. *La réaction est toujours égale à l'action.* — Une force ne peut agir sur un corps sans que celui-ci ne résiste également : qu'on attache une ficelle à deux pesons du commerce, qui ne sont que des ressorts qui mesurent les forces ; qu'on place une résistance d'un côté et qu'on fasse effort sur l'autre peson ; si ce dernier peson, qui donne la valeur de l'effort, marque 30 k., l'autre, qui donne la mesure de la résistance, marquera le même nombre de kilogrammes.

7. *Inertie, valeur de cette force.* — La matière ne peut se donner du mouvement par elle-même, ni changer celui qu'elle a reçu ; tous les corps persévèrent dans l'état où ils sont, et c'est par cela même qu'ils opposent une véritable résistance quand une force vient pour modifier cet état.

Il ne faut pas confondre cette force avec celle que le poids d'un corps oppose quand on agit sur lui : que l'on suspende un corps à un peson du commerce, celui-ci indiquera son poids ; mais si on élève ce corps avec le peson avec une certaine vitesse, le peson marquera un plus grand nombre de kilogrammes ; cependant le poids du corps n'a pas changé, l'accroissement du nombre de kilogrammes ne peut provenir que de la résistance que l'inertie a opposée quand on a voulu changer l'état du corps ; cette force n'est donc pas la même que celle de la pesanteur. Ce fait prouve encore évidemment que l'inertie ne se fait sentir que lorsque l'état du corps

change, car le peson n'a donné un plus grand nombre de kilogrammes que lorsqu'on a imprimé du mouvement au corps.

Nous savons que la valeur d'une force motrice est donnée par $F = \frac{Mv}{t}$, et comme il n'y a pas d'action sans réaction égale, l'inertie opposera à cette force motrice une résistance qui aura aussi pour valeur $\frac{Mv}{t}$ (n°s 1 et 2).

De ce qu'un corps tend à persévérer dans son état, en vertu de son inertie, on doit concevoir que cette résistance doit être contraire au mouvement du corps quand il vient à s'accélérer et doit lui être favorable quand il est retardé. C'est ce qui arrive par exemple, quand un cheval a vaincu l'inertie d'une voiture pour la mettre en mouvement; si le cheval vient à s'arrêter tout à coup, la voiture le poussera parce qu'elle tend à se maintenir dans le mouvement que le cheval lui a imprimé; si au contraire le cheval, après avoir imprimé une certaine vitesse à la voiture, veut aller plus vite, la voiture opposera une certaine résistance.

8. *Travail mécanique ou quantité d'action, Cheval-vapeur.* — Une force travaille quand elle peut vaincre une résistance qui se reproduit le long du chemin parcouru par le point d'action où s'exerce cette résistance, et dans la direction propre de ce chemin. Ainsi il y a travail mécanique quand on scie du bois, quand on élève un seau d'eau, et ce travail augmente évidemment avec l'intensité de l'effort et la longueur du chemin parcouru par le point d'action de cet effort, ou par celui de la résistance; car si une force élève, par exemple, un seau d'eau du poids de 30 kil. à la hauteur d'un mètre dans une seconde, et qu'une autre force élève un autre seau du poids de 60 kil., à la même hauteur et dans le même temps, celle-ci fera un travail double; elle doublerait également cette action mécanique si elle élevait

le premier poids de 30 kil. à une hauteur double et toujours dans le même temps. De même une force employée à scier du bois fera un travail mécanique double d'une autre force si elle fait cheminer la scie dans ce bois une fois plus dans le même temps.

Dans l'action d'une machine quelconque il y a toujours effort exercé contre un point et espace parcouru par ce point, et quelle que soit la nature du travail exécuté, on peut lui substituer l'élévation d'un poids; il suffit de concevoir que la résistance est remplacée par un poids qui lui est égal, lequel serait suspendu à une corde qu'on attacherait dans la direction de cette résistance au point où celle-ci agissait, et qui passerait par une poulie de renvoi. Le travail d'une machine peut donc être exprimé en fonction d'un poids et d'un espace parcouru, ou par le produit de l'un par l'autre.

On a pris pour unité de travail mécanique le kilogramme élevé à un mètre, le produit forme un kilogrammètre. Si l'effort exercé est de 50 kil. par exemple, et que l'espace parcouru par son point d'application soit de 10 mètres, le travail de cet effort sera $50 \times 10 = 500$ kilogrammètres, que l'on écrit ainsi : $500^{k.m.}$. En général si l'effort est P et le chemin parcouru H, le travail de cet effort sera exprimé par PH.

On doit sentir tout l'avantage d'avoir une commune mesure; sans cela il ne serait pas possible de comparer deux machines différentes entre elles.

On se sert encore d'une unité de travail qu'on nomme cheval-vapeur, et qui équivaut moyennement à $75^{k.m.}$ Si on voulait donc exprimer la force d'une machine en chevaux-vapeurs, on diviserait le travail à transmettre à cette machine pour la faire fonctionner, par 75, et le quotient donnerait sa force en chevaux-vapeurs. Ainsi, si le travail

moteur d'une machine était de $750^{k.m.}$, la force de cette machine serait de $\frac{750}{75} = 10$ chevaux-vapeurs.

Le produit PH, qui exprime un travail mécanique, suppose la puissance, ou la résistance qui lui est égale et directement opposée à chaque instant, constante; s'il en était autrement, voici comment on déterminerait le travail mécanique. Représentons par ab, bc, cd, etc., les chemins parcourus par les points d'action de l'effort ou de la résistance, et par aa', bb', cc', etc., les résistances ou efforts correspondants. Quoique l'effort varie à chaque instant, on peut le regarder comme constant pendant chaque petit chemin parcouru, et égal à la moyenne de ceux qui répondent au commencement et à la fin de ce petit chemin. Ainsi, pendant que le point d'action de l'effort ou de la résistance parcourt le petit chemin ab, l'effort sera $= \frac{1}{2}(aa' + bb')$, et le travail mécanique développé $ab \times \frac{1}{2}(aa' + bb')$, ce qui est la surface du trapèze $aa'\ bb'$. Il en sera de même des autres travaux partiels; on aura donc le travail total en faisant la somme de tous les trapèzes. (Fig. 1.)

Pour avoir cette surface totale, on emploiera la méthode de Thomas Simpson qui s'applique à toutes les surfaces planes limitées par des lignes quelconques. Divisons le chemin total ag parcouru par le point d'action de la force, en 6 parties égales, par exemple, et élevons sur chaque point de division les perpendiculaires ou ordonnées aa', bb', cc', etc., dont les hauteurs représentent les efforts correspondants, et dont les extrémités réunies forment la courbe $a'\ b'\ c' \ldots g'$, la surface totale $aa'\ gg'$, terminée par des lignes droites ag, gg', aa', et par la ligne courbe a', $b'\ c' \ldots g'$, sera exprimée par $\frac{1}{3}cd\left\{aa' + gg' + 4(bb' + dd' + ff')\right\}$

$+2(cc'+ee')$, c'est-à-dire qu'elle est égale au $\frac{1}{3}$ de l'intervalle constant compris entre deux ordonnées, multiplié par la somme des ordonnées extrêmes, augmentée de quatre fois la somme des ordonnées paires et de deux fois celle des autres ordonnées impaires. Cette règle est générale, pourvu que le nombre des ordonnées soit impair. (*Fig.* 1.)

9. *Autre valeur du travail mécanique*, *Force vive.* — Quand un corps du poids P tombe d'une hauteur H, la pesanteur développe un travail PH qui est consommé par l'inertie; mais le corps a acquis au bas de cette chute une vitesse V donnée par $V=\sqrt{2gH}$ (n° 4), d'où l'on tire $H=\frac{V^2}{2g}$, donc le travail $PH=\frac{MV^2}{2}$ (n° 2). Ainsi, PH et $\frac{1}{2}MV^2$ sont des quantités égales qui représentent l'une et l'autre le travail développé par le moteur sur un corps pour lui imprimer la vitesse V, le produit MV^2 ou $\frac{P}{g}V^2$ (n° 2) est ce qu'on appelle force vive, et comme $PH=\frac{1}{2}MV^2$, ou $MV^2=2PH$, on conclut que le travail mécanique développé par la pesanteur est égal à la moitié de la force vive, ou bien encore que la force vive est égale au double de la quantité de travail développée par la pesanteur sur le corps pour lui donner la vitesse V. Ce principe est général quelle que soit la force qui communique le mouvement. Ce qu'on appelle force vive est donc le résultat de l'action d'une force motrice employée pendant un certain temps pour imprimer à un corps une vitesse V, et ce n'est pas à proprement parler une force.

Nous avons dit qu'un travail PH dépensé par un moteur était absorbé par l'inertie; celle-ci le transmet à l'obstacle qui s'oppose au mouvement du corps. Si donc P est le poids d'un volume d'eau qui acquiert une vitesse V au bas d'une

chute H, l'inertie aura absorbé ou emmagasiné un travail $\frac{1}{2}MV^2$, lequel est transmis à la roue d'une usine contre laquelle la masse d'eau vient agir, et celle-ci le transmet en partie à l'outil, l'autre partie étant employée à vaincre le travail des résistances nuisibles.

10. *Travail dépensé par une puissance pour engendrer dans un corps qui tourne autour d'un axe, une certaine vitesse; Moment d'inertie; Vitesse angulaire.* — Quand un corps tourne autour d'un axe le principe est encore le même, c'est-à-dire que le travail développé par le moteur pour mettre le corps en mouvement est égal à la moitié de la force vive; mais cette force vive est exprimée différemment. Voici comment on la calcule :

Quand un corps tourne autour de son axe, chaque petite partie du corps prend une vitesse qui dépend de sa distance à l'axe de rotation; car les circonférences décrites par chaque point sont d'autant plus grandes, que ces points sont plus éloignés de l'axe de rotation. Ainsi, les arcs décrits par chaque partie dans l'unité de temps, ou leurs vitesses, ne sont plus égales, comme dans le cas précédent, où le corps se meut parallèlement à lui-même. Or, si les masses des différentes parties du corps sont représentées par m, m', m'', etc., leurs distances à l'axe de rotation par r, r', r'', etc., et leurs vitesses par V, V', V'', etc., les forces vives de ces parties seront mV^2, $m'V'^2$, $m''V''^2$, etc. (9). Ou bien si nous représentons par V_1 l'arc décrit à l'unité de distance, ce que l'on nomme vitesse angulaire, comme les arcs sont proportionnels aux rayons, nous aurons $V_1 : V :: 1 : r$, d'où $V = V_1 r$. On trouvera de même $V' = V_1 r'$, $V'' = V_1 r''$, etc., donc les forces vives deviendront $m V_1^2 r^2$, $m'V_1^2 r'^2$, $m''V_1^2 r''^2$; et la force vive totale du corps sera $= V_1^2 (mr^2 + m'r'^2 + m''r''^2 +$, etc.); et si nous représentons le second facteur $mr^2 + m'r'^2 +$, etc., par I, la force vive totale du corps

sera IV_1^2. Ce facteur I est ce qu'on nomme moment d'inertie. La force vive d'un corps qui tourne autour d'un axe est donc égale au moment d'inertie du corps multiplié par le carré de sa vitesse angulaire. En prenant la moitié de cette force vive, on aura $\frac{1}{2} IV_1^2$ pour le travail dépensé par la force pour donner au corps qui tourne autour d'un axe la vitesse angulaire V_1, travail qui est emmagasiné par l'inertie, et qui serait transmis intégralement à l'obstacle qui viendrait s'opposer au mouvement du corps.

La vitesse angulaire d'un corps est facile à trouver, car puisque c'est l'arc décrit à l'unité de distance, ou qui a pour rayon 1, cette vitesse sera donnée par $V_1 = \frac{n 2\pi}{60}$ (n° 3). Voici différents moments d'inertie dont nous ferons usage dans les applications.

Le moment d'inertie d'un parallélipipède rectangle dont les arêtes sont a, b, c, pris par rapport à un axe passant par son centre et parallèle à l'arête c, est $\frac{1}{12} a\,b\,c\,(a^2 + b^2)\frac{D}{g}$, et comme $a\,b\,c$ est le volume du corps, D sa densité, son poids $P = a\,b\,c.\,D$ (n° 2), donc ce moment d'inertie $= \frac{1}{12}.\frac{P}{g}$ $(a^2 + b^2)$.

Le moment d'inertie d'un cylindre droit à base circulaire dont le rayon est r et la longueur c, pris par rapport à son axe, est $\frac{\pi}{2} c r^4 \frac{D}{g}$, ou $\frac{P}{g}.\frac{r^2}{2}$.

Le moment d'inertie d'un volant est MR^2, ou $\frac{P}{g}.R^2$, R étant le rayon moyen du volant;

Le moment d'inertie d'une jante ou d'un anneau rectangulaire concentrique à l'axe, et dont a est l'épaisseur parallèle à cet axe, b la largeur dans le sens du rayon, et r le

rayon moyen, est $2\pi rab\left(r^2+\frac{b^2}{4}\right)\frac{D}{g}$, ou simplement $2\pi rabr^2.\frac{D}{g}$ quand b est moindre que $\frac{1}{5}$ de r.

Si le corps, au lieu de tourner autour d'un axe passant par son centre de gravité, tournait autour d'un autre axe qui serait parallèle au premier, le moment d'inertie du corps serait égal au moment d'inertie que nous venons de donner, qui lui serait applicable, augmenté du produit de la masse du corps par le carré de la distance d'un axe à l'autre. Ainsi le moment d'inertie d'un cylindre pris par rapport à un axe parallèle à celui du cylindre, et qui en serait éloigné de la quantité K, serait $\frac{P}{g}\frac{r^2}{2}+MK^2$, M étant la masse du cylindre $=\frac{P}{g}$; sa force vive serait $\left(\frac{P}{g}\frac{r^2}{2}+MK^2\right)V'^2$, et le travail développé $\frac{1}{2}\left(\frac{P}{g}\frac{r^2}{2}+MK^2\right)V'^2$.

Le moment d'inertie d'un marteau qui tourne autour d'un axe qui ne passe pas par son centre de gravité, pris par rapport à cet axe, est exprimé par $\frac{P}{g}R^2+\frac{P'}{g}\left(R'^2+\frac{b^2+c^2}{12}\right)$, ce que l'on trouve en prenant le moment d'inertie de la tête que l'on peut regarder comme égal à $\frac{P}{g}R^2$, et en l'ajoutant à celui du manche qui est un parallélipipède. P est le poids de la tête, R la distance de son centre de gravité à l'axe, P' celui du manche, R' la distance du centre de gravité du manche à l'axe de rotation, c la longueur totale de ce manche, et b son épaisseur.

11. *Travail d'une force dans un intervalle de temps pendant lequel la vitesse du corps change.* — Jusqu'à présent on a supposé le corps en repos, et on a dit que le travail développé par un moteur pour lui communiquer la

vitesse V, était égal à la moitié de la force vive. Le principe est encore vrai quand le corps a une vitesse V′ et qu'il en acquiert une autre plus grande V″ au bout d'un certain temps; car pour que le corps acquière la vitesse V′, il faut que l'effort moteur dépense une quantité de travail $\frac{1}{2}MV'^2$; quand la vitesse du corps change et devient V″, le travail dépensé est $\frac{1}{2}MV''^2$; donc pour l'intervalle de temps compris entre les positions du corps où les vitesses sont V′ et V″, le travail dépensé, que l'inertie absorbe puisqu'elle est mise en jeu, doit être égal à $\frac{1}{2}MV''^2 - \frac{1}{2}(MV'^2) = \frac{1}{2}(MV''^2 - MV'^2)$, c'est-à-dire la moitié de la force vive. Ainsi, que le corps soit au repos et qu'il acquière une certaine vitesse par l'effet d'un travail dépensé, en se mouvant parallèlement à lui-même, ou en tournant autour d'un axe, ou bien qu'il soit en mouvement et qu'il acquière une autre vitesse dans un certain temps, le travail développé par la force motrice, qui est emmagasiné par l'inertie, a dans tous les cas pour mesure la moitié de la force vive acquise entre les instants où l'on considère le travail.

Si la vitesse du corps au lieu d'augmenter, diminuait, la force serait alors contraire au mouvement, et en raisonnant de même, on trouverait que le travail développé par cette résistance serait égal à la moitié de la force vive perdue.

12. *Principe général des forces vives.* — Si un corps ou plusieurs corps liés entre eux par des moyens quelconques, sont soumis à l'action de forces qui tendent à accélérer leur mouvement et de résistances qui tendent à le retarder, l'inertie de ce corps se développe; et comme il n'y a pas d'action sans réaction égale (n° 6), il faut que le travail total des forces qui agissent sur ces corps, ou le travail des forces qui poussent les corps dans un sens diminué du

travail des forces qui s'opposent à ce mouvement, soit égal au travail de l'inertie ; mais nous venons de voir que quand le corps prend deux vitesses à deux instants quelconques, le travail de l'inertie est mesuré par la moitié de la différence des forces vives que le corps possède au deuxième et premier instant, ou par la moitié de la force vive qu'il gagne ou qu'il perd selon que le mouvement s'accélère ou se ralentit, donc le travail total des forces qui agissent sur un corps pendant un certain temps, est égal à la moitié de la force vive gagnée ou perdue par ce corps au bout de ce temps.

Le mouvement du corps étant arrivé à l'uniformité, le travail de l'inertie devient nul, puisque cette résistance ne peut travailler que quand le mouvement change ; il n'y a plus alors d'accroissement ou de diminution de force vive ; il s'ensuit donc que le travail des puissances est égal au travail des résistances.

Ce principe s'applique à chaque partie d'une machine en particulier comme à toutes les parties ensemble ; mais il est évident alors que, dans le premier cas, il ne faut considérer que la puissance et les résistances qui agissent sur une partie, et que dans le second il faut faire entrer dans l'équation de mouvement tous les travaux des puissances et des résistances qui agissent sur toutes les parties de la machine.

Le travail de la puissance est encore égal au travail des résistances quand la vitesse redevient la même après une ou plusieurs révolutions, c'est-à-dire quand le mouvement est périodique ; car, dans ce cas, au bout de cet intervalle de temps, l'accroissement de force vive est nul, puisque la vitesse redevient la même.

13. *Perte de force vive par le choc de deux corps non élastiques ; perte de travail.* — Si un corps de masse M animé d'une vitesse V, vient choquer un corps de masse M' en repos, il y a une perte de force vive exprimée par

$\frac{M'}{M+M'} \cdot \frac{1}{2} MV^2$, qui répond à une perte de travail $= \frac{1}{2} \frac{M'}{M+M'} \cdot MV^2$.

Si la masse du corps choquant est très petite par rapport à celle du corps choqué, l'M du dénominateur sera négligeable par rapport à M', et la perte de force vive sera MV^2, ou celle du corps choquant avant le choc.

Si le corps choqué était animé d'une vitesse V', il ne serait choqué qu'avec une vitesse relative $V-V'$, en supposant que les deux corps se meuvent dans le même sens ; dans ce cas la force vive perdue serait $\frac{M'}{M+M'} \cdot M(V-V')^2$, et si le corps choquant était très petit par rapport à l'autre on aurait seulement $M(V-V')^2$.

Si la masse du corps choquant était très grande dans les deux cas, par rapport à celle du corps choqué, alors $\frac{M'}{M+M'}$ serait une petite fraction, et par conséquent la force vive perdue serait très petite.

La vitesse commune dont les deux corps sont animés au moment de leur plus grande compression, est exprimée par $\frac{MV}{M+M'}$; si la masse du corps choqué M' était très petite par rapport à celle du corps choquant M, la vitesse se réduirait évidemment à V, puisque M' serait négligeable par rapport à M ; la vitesse du corps choquant ne serait donc presque pas altérée dans ce cas.

Les deux formules ci-dessus $\frac{M'}{M+M'} \cdot MV^2$, $\frac{M.M'}{M+M'} \cdot (V-V')^2$, supposent les deux corps libres ; mais si la masse choquante était assujettie à tourner autour d'un axe, cette masse n'agirait plus avec toute sa grandeur ; il faudrait alors lui substituer son moment d'inertie auquel l'effort est pro-

portionnel. Il en serait de même de la masse choquée, si, comme l'autre, elle tournait autour d'un axe fixe.

Toutes les fois que la vitesse d'un corps de masse M ou $\frac{P}{g}$, augmente ou diminue instantanément d'une quantité v, il se fait une perte de force vive $\frac{P}{g}v^2$ qui répond à un travail $\frac{Pv^2}{2g}$; mais comme $\frac{v^2}{2g}=h$ n'est que la hauteur due à la vitesse perdue ou gagnée (n° 4), le travail perdu pour l'effet utile, ou $\frac{Pv^2}{2g}=Ph$, c'est-à-dire qu'il est égal au poids du corps multiplié par la hauteur due à la vitesse gagnée ou perdue.

14. *Force centrifuge.* — Toutes les fois qu'un corps tourne autour d'un point, il y a une action centrale qui tend à éloigner le corps du point autour duquel il tourne. Cette action, que l'on nomme force centrifuge, est exprimée par $\frac{P}{g}\cdot\frac{V^2}{R}$, ou par la force vive du corps divisée par le rayon, quand les dimensions du corps sont petites comparativement à sa distance du centre autour duquel il tourne. C'est par l'effet de cette action centrale que l'eau d'une roue à augets est versée dehors des augets avec d'autant plus de force que la vitesse de la roue est plus grande, et que les parties de la jante d'un volant tendent à se détacher. Ainsi si le poids d'une partie de la jante était de $100^k=P$, que la vitesse du volant fût de 6^m par seconde $=V$, et que son rayon fût de $2^m=R$, l'effort qui tendrait à détacher cette partie de la jante serait $=\frac{100}{9,81}\times\frac{(6)^2}{2}=183$ kil.

Pour les forges de maréchal et les fourneaux à la Wilkinson on se sert de ventilateurs au lieu de soufflets. MM. Sudds et Berker emploient pour deux fourneaux à la Wilkinson qui

fondent chacun 2000 k. de fonte à l'heure et dont nous parlerons plus loin, un ventilateur qui fait mille tours par minute. Si le rayon R $= 0^m48$, la vitesse $V = \frac{n\,2\pi R}{60} = \frac{1000 \times 2\pi \times 0,48}{60} = 50^m26$. Si le poids de chaque aile est de 2^k, la force qui tendra à la détacher de son bras $= \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{2}{9,81} \times \frac{(50,26)^2}{0,48} = 1075^k$ environ. On déterminera dans la 4ᵉ partie le rayon que doit avoir le petit boulon qui fixe le volant aux bras pour résister à cet effort.

15. *Résistance qu'oppose l'eau ou l'air au mouvement d'un corps, ou celle qu'oppose un corps en repos au mouvement d'un fluide.* — Cette résistance est exprimée par $p \cdot A \frac{V^2}{2g}$ ou par $p \cdot AH$, p étant la densité du fluide, A la surface de la projection du corps sur le plan perpendiculaire à la direction du mouvement, V la vitesse du corps ou du fluide, H la hauteur due à la vitesse ; c'est-à-dire que cette résistance est proportionnelle au poids d'un prisme de fluide qui a pour base la surface de la projection du corps sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement, et pour hauteur celle due à la vitesse du corps ou du fluide.

Mais l'expérience a démontré que la résistance croît un peu plus rapidement que le carré de la vitesse quand le corps a plus de longueur dans le sens du mouvement par rapport à sa largeur ou à sa hauteur, qu'elle croît aussi plus rapidement que la surface A à cause du remou qui se forme à la partie antérieure du corps et de la dépression qui se forme en arrière, ce qui augmente la pression en avant et diminue celle en arrière, etc., etc.; de sorte qu'il existe entre la résistance réelle R et la résistance théorique exprimée par $p\,A \frac{V^2}{2g}$ un certain rapport K qui a été donné par

l'expérience. On aura donc $\frac{R}{pA\frac{V^2}{2g}}=K$, d'où $R=K.p.A\frac{V^2}{2g}$.

K varie suivant la forme du corps, ses dimensions, suivant que le corps est plongé dans l'eau ou qu'il flotte à la surface, enfin suivant que le corps est en repos et le fluide en mouvement, ou que le corps est en mouvement et le fluide en repos.

D'après Navier, pour des plans minces exposés au choc direct du fluide on a

quand A = 0,010	mètres carrés	K = 1,40
A = 0,025	*id.*	K = 1,50
A = 0,056	*id.*	K = 1,64
A = 0,100	*id.*	K = 1,90
A = 5,500	*id.*	K = 2,50

Pour l'eau dont la densité $p = 1000^{\text{kil.}}$, cette résistance est exprimée par $R = 50,975\ KAV^2{}^{\text{kil.}}$, et pour l'air, à 12° de température et 75c. de pression, dont la densité $p = 1^{\text{k.}}2267$, cette résistance est exprimée par $R = 0,06253\ K.\ AV^2{}^{\text{kil.}}$.

Le coefficient K augmente avec la rapidité du mouvement. On trouvera toutes ses valeurs pour les différents cas de la pratique dans la première partie du cours de M. Poncelet.

Si on voulait avoir une idée de la résistance d'un plan mince contre l'action d'un vent qui aurait une vitesse de 30m. par seconde, ou celle d'un mur dont l'épaisseur serait faible par rapport à sa surface et qui aurait une surface de 36m. c., on trouverait $R = 0,06253 \times 2,50 \times 36 \times (30)^2 = 5085^{\text{kil.}}$ au moins, et ce serait le minimum de cette résistance. K est ici $= 2,50$.

16. *Parallélogramme des vitesses.* — Si une force P est capable d'imprimer à un corps une vitesse représentée

par *ab* dans une seconde, quand elle agit seule, et qu'une autre force Q puisse lui faire parcourir *bc* dans le même temps, quand elle agit seule aussi, si ces deux forces agissent ensemble, la vitesse imprimée au corps dans une seconde sera représentée par *bd*; diagonale du parallélogramme formé sur les deux côtés, *ab* et *bc*, représentant les vitesses imprimées isolément par chacune des forces. (*Fig.* 2.)

Il en est de même quand *ab* et *bc* représentent l'intensité des forces P et Q; la résultante de ces deux forces, ou la force qui, agissant sur le corps, fait le même effet que les deux forces P et Q, sera représentée en grandeur et en direction par la diagonale *bd* du parallélogramme construit sur les lignes représentant l'intensité de ces forces.

Si les directions des deux forces P et Q font entre elles un angle *m*, leur résultante R est donnée par la formule $R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ \cos. m}$. Si $m = 90^\circ$, $R = \sqrt{P^2 + Q^2}$, on aurait dans ce cas une valeur suffisamment approchée de R en prenant $R = 0{,}96 P + 0{,}4 Q$, P étant la plus grande des deux composantes. On aurait encore la valeur de R à moins de $\frac{1}{6}$ près en faisant $R = 0{,}83 (P+Q)$.

Quand une force P fait avec une ligne ou un plan *ab* un angle α, sa composante normale au plan $= P \sin. \alpha$, et sa composante dans le sens du plan $= P \cos. \alpha$. (*Fig.* 3.)

17. *Forces parallèles.* — Quand deux forces P et Q, au lieu de concourir en un point, sont parallèles, leur résultante est égale à leur somme, et passe au milieu de la ligne qui joint les deux points d'application de ces forces, si elles sont égales, ou passe par un point qui divise cette ligne en parties réciproquement proportionnelles à ces forces quand elles sont inégales. Ainsi, dans ce dernier cas, $R = P + Q$, et $P \times ab = Q \times bc$, ou $P : Q :: bc : ab$. (*Fig.* 4.)

Si un poids R était supporté par une barre *ac*, et qu'on

voulût connaître la pression exercée sur chaque point a et c par l'effet de ce poids, on ferait la proportion R : Q :: ac : ab, d'où $Q = \frac{R \times ab}{ac}$, où tout est connu excepté Q. On aurait de même R : P :: ac : bc, d'où l'on tirerait la pression exercée sur le point a qui est $P = \frac{R \times bc}{ac}$.

18. *Résultante d'un nombre quelconque de forces.* — Pour trouver la résultante d'un nombre quelconque de forces, soit qu'elles concourent à un même point ou qu'elles soient parallèles, on cherche la résultante de deux forces par les moyens indiqués, puis la résultante de cette première résultante avec une troisième force, et ainsi de suite.

19. *Moment d'une force.* — Nous avons dit (nº 17) que $P \times ab = Q \times bc$. Quand cette égalité a lieu il y a équilibre, c'est-à-dire que le levier ac ne peut tourner ni d'un côté ni de l'autre. Si le produit $Q \times bc$ reste constant, l'autre pourra toujours lui être égal en faisant varier les deux facteurs ; ainsi, si ab devient très grand, P pourra être très petit. Supposons, par exemple, que $Q \times bc = 100^{kil.}$, et que $ab = 10$, P devra être aussi égal à 10 pour que leur produit donne 100. Si $ab = 50$, P sera seulement égal à 2 pour faire équilibre à Q ; nous voyons donc que quand un corps Q doit tourner autour d'un point b, l'énergie de la force qui le fait tourner dépend aussi du bras de levier ab sur lequel elle agit. Le produit d'une force par son bras de levier, lequel est toujours la perpendiculaire abaissée du point fixe autour duquel le corps peut tourner, sur la direction de cette force, se nomme moment de la force.

On prouve que le moment de la résultante d'un nombre quelconque de forces est égal à la somme ou à la différence des moments des composantes, suivant que celles-ci agissent dans un sens ou dans des sens différents. Ou bien, pour qu'il y ait équilibre, il faut que la somme des moments des

forces qui agissent dans un sens soit égale à la somme des moments des forces qui agissent dans un sens opposé, ce qui revient à dire que la somme totale des moments est nulle, ou bien encore que le moment de la résultante est nul. Ce principe a lieu quand on prend les moments par rapport à un point, ou à une droite ou à un plan.

Nous savons que lorsque le mouvement d'une machine est arrivé à l'uniformité, le travail de la puissance ou PRV_1 est égal à la somme des travaux des résistances (nos 10, 12), ou $= QrV_1 + Q'r'V_1 +$, etc.; en divisant tout par la vitesse angulaire V_1, on a seulement $PR = Qr + Q'r' +$, etc.; ou le moment de la puissance égal à la somme des moments des composantes.

20. *Centre de gravité.* — Toutes les parties d'un corps sont soumises à l'action de la pesanteur ou gravité, force qui est dirigée perpendiculairement à la surface de la terre. Les directions prolongées des forces qui agissent sur les éléments d'un corps doivent donc se réunir au centre de la terre puisqu'elle est à peu près sphérique ; mais à cause de la grandeur de son rayon par rapport aux dimensions des corps, on peut regarder ces directions comme parallèles. On nomme centre de gravité le point où passe la résultante de ces forces parallèles, qui est égale au poids du corps.

Le centre de gravité des corps réguliers et homogènes, c'est-à-dire ceux dont toutes les parties ont même poids, et qui sont réguliers comme une sphère, un cylindre, etc., se trouve à leur centre de figure.

Si la section transversale d'un corps régulier est un trapèze ou un triangle, le centre de gravité sera celui du trapèze ou du triangle passant par le milieu de sa longueur.

Voici les centres de gravité des corps ou des surfaces dont on a le plus besoin :

Le centre de gravité d'un triangle est situé sur la droite qui passe par le milieu de sa base et par le sommet opposé, et il se trouve au premier tiers de cette droite à partir de la base.

Le centre de gravité d'un trapèze se trouve à une distance de la petite base exprimée par $h\frac{(b+2b')}{3(b+b')}$, b étant la longueur de la plus petite des deux bases parallèles, b' la plus grande de ces bases, et h leur distance mutuelle.

La distance du centre de gravité d'un segment au centre de l'arc est $=\frac{1}{12}\cdot\frac{c^2}{A}$.

La distance du centre de gravité d'un secteur au centre de l'arc $=\frac{2}{3}\cdot\frac{rc}{s}$, r étant le rayon de l'arc, c la corde, s la longueur de l'arc, et A l'aire du segment.

La distance du centre de gravité d'un arc de cercle au centre de l'arc $=\frac{rc}{s}$.

Le centre de gravité d'une pyramide dont la base est un triangle, ou un polygone quelconque, est au premier quart, à partir de la base, sur la droite qui joint le centre de gravité de la base au sommet.

Si un corps est irrégulier on le décompose en pyramides, et en regardant le poids de chacune comme une force agissant à son centre de gravité, le point par où passera la résultante de toutes les forces parallèles sera le centre de gravité du corps. Pour déterminer ce centre de gravité, on applique le principe du n° 19 ; on cherche donc le moment de chaque force par rapport à un plan ; le moment de la résultante est égal au poids du corps multiplié par la distance de son centre de gravité au plan, et ce moment doit être égal à la somme des moments des composantes que nous connaissons, puisque le poids de chaque partie et leurs centres de gravité sont connus, et que la position du plan est déterminée. De cette équation nous tirerons donc la distance du centre de gravité du corps au plan qui est la seule inconnue. On fera la même opération par rapport à deux autres

plans donnés de position, et l'intersection de trois plans menés parallèlement aux plans par rapport auxquels on a pris les moments, et aux distances trouvées, donnera le centre de gravité du corps.

On opérera de même si on veut avoir le centre de gravité d'une surface.

Soit proposé, par exemple, de trouver la distance du centre de gravité de la portion du cercle *abcd* au centre *f*. Ce centre de gravité se trouve sur le rayon *fm* du milieu de l'arc *ab*, ainsi que le centre de gravité du secteur *fab*. (*Fig.* 5.)

Or, le moment du secteur *afb* par rapport au point $f =$ au moment du secteur *cfd* + au moment de la portion du cercle *abcd* par rapport au même point. Les deux premiers moments étant connus le troisième le sera aussi ; et si la surface *abcd* est connue, on aura la distance de son centre de gravité au point *f*. Cherchons donc ces moments et la surface de *abcd*.

Appelons le rayon *df*, r ; et désignons par a l'intervalle donné de ces deux arcs *ab*, *cd*. L'angle *afb* est connu ; il nous est facile d'avoir l'arc *ab* en partie du rayon. En effet, si le rayon est 1, la demi-circonférence sera $\pi = 3,1416$; l'arc de $90° = \frac{\pi}{2}$, et un arc quelconque qui est une fraction $\frac{m}{n}$ de l'arc de 90°, sera $\frac{m}{n} \cdot \frac{\pi}{2}$. Appelons ϕ l'arc *amb* quand le rayon est l'unité. Si le rayon donné est r, la longueur de l'arc sera donnée par $1 : r :: \phi : x = r\phi$; et lorsque le rayon est $r + a = af$, la longueur de l'arc est $(r + a)\phi$. La surface du secteur $fdc = r\phi \times \frac{r}{2} = \frac{r^2\phi}{2}$, et celle du secteur $fab = (r + a)\phi \times \frac{r + a}{2} = \phi\,\frac{(r + a)^2}{2}$.

Donc la surface de $abcd = \frac{(r+a)^2}{2}\phi - \frac{r^2 \times \phi}{2} = \frac{\phi}{2}\left\{(r+a)^2 - r^2\right\}$.

Le moment de cette surface sera $\frac{\phi}{2}\left\{(r+a)^2 - r^2\right\} \times x$, x étant la distance cherchée. Le moment du secteur $cfd = \frac{r^2\phi}{2} \times \frac{2}{3} \cdot \frac{rc}{r\phi} = \frac{r^2 c}{3}$ (n° 20) ; le moment du secteur $afb = \frac{(r+a)^2}{2}\phi \times \frac{2}{3}\,\frac{(r+a)c'}{(r+a)\phi} = \frac{(r+a)^2}{3}c'$, c' étant la corde de l'arc ab; et d'après le principe des moments nous aurons $\frac{(r+a)^2}{3}c' = \frac{\phi}{2}\left\{(r+a)^2 - r^2\right\}x + \frac{1}{3}r^2 c$,

d'où $x = \frac{\frac{1}{3}(r+a)^2 c' - \frac{1}{3}r^2 c}{\frac{\phi}{2}\left\{(r+a)^2 - r^2\right\}}$. Ceci est applicable à la détermination du centre de gravité d'une portion de voûte en plein cintre extradossée parallèlement.

21. *Travail de la pesanteur.* — Quand, dans le mouvement d'une machine, le centre de gravité d'un corps change de place, la pesanteur travaille, et ce travail doit entrer dans les calculs ; il faut donc comprendre dans les travaux des résistances, le poids du corps multiplié par le chemin parcouru par le centre de gravité du corps.

22. *Travail d'une force quand elle agit sur une résistance qui ne lui est pas directement opposée.* — Si une force R représentée par A R', agit dans le sens de cette ligne sur un corps qui ne peut cheminer que suivant la direction A B, en décomposant cette force en deux, l'une A*o* perpendiculaire à A B, qui ne produit aucun travail, puisque le corps ne peut se mouvoir que suivant A B, et l'autre A*r* dans le sens du mouvement du corps, et par conséquent opposée à la résistance, et en supposant que dans un très petit

temps le corps parcoure le chemin Aa, en abaissant du point a la perpendiculaire an, on aura, à cause des triangles semblables Aan et arR', $R \times An = Q \times Aa$. Or, $Q \times Aa$ est le travail élémentaire de Q qui doit vaincre la résistance, $R \times An$ est le travail élémentaire de R; car An est le chemin décrit par le point d'application de cette force dans le même temps et estimé dans sa direction, donc le travail d'une force qui n'est point opposée à la résistance est égal au produit de cette force R par le chemin An que parcourt son point d'application, estimé dans la direction propre de cette force. (*Fig.* 6.)

23. *Vitesse d'un corps acquise quand il descend le long d'une surface quelconque.* — Il est facile, d'après ce principe, de voir que la vitesse acquise par un corps A qui descend sur un plan quelconque M N O' B' est la même, lorsqu'il est arrivé en B', que si le corps était tombé de A en C. En effet, si P représente le poids du corps, et c'est la seule force qui agit sur lui, quand il sera arrivé en N, le travail de cette force sera $P \times AB$, d'après ce que nous venons de démontrer; quand le corps sera en o', le travail de N en o sera $P \times Ao$, et ainsi de suite; donc le travail total sera $P\,(AB + AO + \text{etc.}) = P \times AC$, ou $P \times H$, en désignant par H la hauteur AC. Mais $PH = \frac{1}{2} MV^2 = \frac{1}{2}.\frac{P}{g}V^2$ (n°s 2 et 9), d'où $V^2 = 2gH$, ce qui prouve que le corps, au bas de sa course, aura acquis la même vitesse que celle que la pesanteur lui aurait imprimée s'il fût tombé de la hauteur AC ou H. C'est ce que ne conçoivent pas beaucoup d'ouvriers; ils s'imaginent que l'eau doit avoir plus de vitesse en descendant le long d'un plan incliné, qu'en tombant verticalement; elle serait la même; comme nous venons de le voir, s'il n'y avait pas de frottement; elle doit être un peu moindre dans le premier cas à cause de cette résistance. (*Fig.* 7.)

24. *Frottement.* — Deux corps qui se meuvent l'un sur l'autre, éprouvent une résistance que l'on nomme frottement. Les surfaces des corps ne sont jamais parfaitement unies, elles ont des éminences imperceptibles qui en s'introduisant dans les pores font éprouver aux corps une résistance.

D'après les expériences de Coulomb et celles faites, il y a quelques années, par M. Morin, le frottement est proportionnel à la pression, ou à l'effort perpendiculaire à la surface contre laquelle le corps frotte, et il est indépendant de la grandeur des surfaces. Les expériences de M. Morin ont en outre prouvé qu'il était indépendant de la vitesse.

Les tables D, E, F sont dues à M. Morin; elles donnent les rapports du frottement à la pression dans les différents cas de la pratique, rapports que nous désignons par f.

D'après l'expérience, l'adhérence est proportionnelle à la surface, mais elle est faible et négligeable par rapport au frottement quand les pressions sont grandes; on ne la ferait entrer dans le calcul que dans le cas où les axes et les boîtes seraient très allongés et où les pressions seraient faibles, comme dans les mouvements d'horlogerie.

On néglige encore le frottement de roulement, dit de seconde espèce, parce qu'il est très faible par rapport à l'autre.

25. *Frottement d'un corps sur un plan.* — Quand on traîne un corps de poids P sur un plan fixe et horizontal, la force F qui doit le traîner $= fP$. Ainsi si ce corps pèse 200 k° $= P$, qu'il soit en fer et le plan en bronze, et que le corps soit en mouvement et sans enduit, la table E donne $f = 0,18$, et l'on trouve $F = 200 \times 0,18 = 36$ k°.

Quand la force qui agit sur le corps a une direction ab inclinée par rapport au plan, elle se décompose; la composante horizontale $F' = ac$ est celle qui met le corps en mouvement, et la composante verticale $F'' = bc$ tend à soulever

le corps et diminue son frottement contre le plan. Dans ce cas $F = \frac{fP}{ac + f.bc}$. (*Fig.* 9.)

On démontre encore que l'action de la force F est la plus petite possible lorsqu'elle tire sous une inclinaison exprimée par le rapport du frottement à la pression, ou lorsque $f = \frac{bc}{ac}$.

Quand le corps de poids P est traîné sur un plan incliné, F et P se décomposent, F′ produit toujours le mouvement, F″ diminue encore le frottement, la composante x du poids s'oppose au mouvement et y, la seconde composante normale au plan, augmente le frottement. On trouve alors que $F = \frac{P\{BC + fAC\}}{ac + fbc}$, BC étant la hauteur du plan incliné et AC sa base. On démontre encore que l'action de l'effort F est la plus avantageuse possible lorsque son inclinaison par rapport au plan est égale à f, ou que $f = \frac{bc}{ac}$. (*Fig.* 9.)

Enfin si la force F agit horizontalement, la composante F″ s'ajoute à la composante y du poids pour augmenter le frottement, et l'on a $F = \frac{P\{BC + fAC\}}{ac - fbc}$.

26. *Moment et travail du frottement d'un pivot contre sa crapaudine.* — Quand un pivot est pressé contre sa crapaudine par une force verticale N, le moment du frottement est exprimé par $fN\frac{2}{3}r$, r étant le rayon du pivot.

Le travail de ce frottement dans une révolution du pivot est $= fN.\frac{2}{3}.2\pi r$, et dans une seconde il est exprimé par $\frac{n}{60}.fN\frac{2}{3}2\pi r$; n étant le nombre de révolutions que le pivot fait dans une minute.

27. *Frottement d'un tourillon.* — Il est donné par $\frac{Nf}{\sqrt{1+f^2}}$. Lorsque f est moindre que $\frac{1}{3}$, ce frottement devient sensiblement égal à fN.

Les forces qui agissent autour de l'axe des tourillons sont ordinairement le poids de l'arbre et de son équipage, la force motrice et la réaction qui s'exerce contre les dents du rouet fixé à l'arbre de la roue. Si les tourillons sont égaux, ces forces sont transportées parallèlement à elles-mêmes sur un des tourillons, et leur résultante donne la pression que l'on multiplie par f pour avoir le frottement total des deux tourillons. Quand les deux tourillons sont inégaux, ce qui est assez rare, on décompose les forces, chacune en deux, sur les points d'appui, et la résultante des composantes qui agissent sur chaque tourillon, donne la pression que chacun d'eux éprouve; que l'on multiplie également par f, et l'on a séparément le frottement de chacun.

Le travail de ce frottement dans une révolution entière $= f\text{N}.\ 2\pi r$, et dans une seconde il serait exprimé par $\frac{n}{60}.\ f\,n\,2\pi r$.

28. Si un corps repose sur des roulettes ou roues, au lieu de reposer sur un plan, alors la valeur de la force qui donne le mouvement est $\text{F} = \frac{r}{\text{R}} . f\text{P}$, r étant le rayon du tourillon et R celui de la roulette ou de la roue, de sorte que si $\text{R} = 0{,}65$ et $r = 0{,}03$, on aurait $\text{F} = 0{,}046 f\text{P}$. C'est-à-dire que pour traîner un corps de poids P au moyen d'une roue de 1m30 de diamètre, il ne faudrait qu'une force qui serait les 0,046 de celle qu'il faudrait si le corps était traîné sur un plan horizontal; mais on n'obtiendrait pas cet effet si la roue parcourait un terrain boueux ou couvert de pierrailles, attendu qu'il y aurait alors de petits obstacles à surmonter.

La formule $F = \frac{r}{R} \cdot fP$ nous montre l'avantage des grandes roues ou des grands rouleaux quand les tourillons ou boulons sont petits; aussi emploie-t-on des roues de 8 à 10 pieds de diamètre pour le transport des fardeaux de grands poids, comme les triqueballes dont l'artillerie se sert.

Si un tourillon T repose sur deux grandes roues R' et R'', et qu'on décompose la charge N en deux composantes N' et N'' dirigées sur les centres de ces roues, le travail des deux frottements que le tourillon y produira sera exprimé par $(fN' + fN'')RS_1$, R étant le rayon du tourillon, et S_1 le petit arc décrit à l'unité de distance de son axe dans un petit temps. Mais si les roues tournent elles-mêmes sur deux tourillons r' r'', d'après le principe ci-dessus le travail total sera bien moindre et exprimé par $\left(fN' \cdot \frac{r'}{R'} + fN'' \cdot \frac{r''}{R''}\right)RS_1$. (*Fig.* 10.)

29. *Frottement des excentriques.* — Tout cercle tournant autour d'un point qui n'est pas son centre, prend le nom d'excentrique. On s'en sert pour transformer un mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif. Qu'on se représente un axe B auquel une manivelle imprime un mouvement de rotation, et qui entraîne dans son mouvement l'excentrique ou cercle ADE qui ne tourne pas sur son centre C. Supposez que la gorge de cette excentrique soit enveloppée d'un autre cercle auquel sont fixées deux longues tringles MN, PQ, qui vont aboutir à l'extrémité d'un levier coudé *abd*, on aura l'idée de l'appareil qui est employé dans les machines à vapeur pour faire monter et descendre le tiroir, ou pour ouvrir les soupapes. Il est évident que cette bielle avancera ou reculera suivant que la distance BC du centre de l'axe B au centre C de l'excentrique sera en avant ou en arrière, et que ce mouvement de va et vient sera communiqué au levier coudé auquel la bielle aboutit.

La pression exercée sur la gorge de la bielle sera proportionnelle à l'effort P exercé à l'extrémité d du bras de levier coudé. Si r est le rayon du cercle de l'excentrique, le chemin parcouru par le frottement dans une révolution sera $2\pi r$, le frottement est fP (nº 25); donc le travail de ce frottement dans une révolution entière de l'excentrique sera $2\pi r \times fP$, et par suite on aura celui dépensé dans une seconde en sachant combien il se fait de révolutions dans une minute. (*Fig.* 11.)

Le travail de ce frottement est très grand par rapport à celui de l'effort P, ce qui est facile à vérifier en comparant le travail $2\pi r \times fP$ à celui de P qui est $P \times 4BC$ dans une révolution entière de l'excentrique; ainsi on ne doit les employer que lorsque les efforts sont faibles.

30. *Valeur de la puissance qui agit pour faire tourner deux tambours ou poulies au moyen d'une courroie, en ayant égard aux frottements.* — Dans les filatures, le mouvement est transmis aux métiers au moyen de tambours et de courroies. On se sert encore de ce moyen pour donner le mouvement à l'axe des tambours qui se trouve dans un autre étage, et dans une foule d'autres cas. Calculons donc la force qu'il faudrait employer pour vaincre une résistance donnée, en ayant égard aux frottements dus aux tensions des courroies qui enveloppent les tambours.

Représentons par F la force exercée sur les dents d'une roue à l'axe de laquelle est fixé un tambour B; et par F′ la résistance utile à vaincre. Par l'action de la force F, le tambour B tourne, et à l'aide d'une courroie sans fin, elle entraîne dans son mouvement le tambour B′, et celui-ci soulève le poids F′ qui remplace la résistance utile. Nous aurons donc le travail de F = au travail de F′ + aux travaux des frottements des tourillons, O et O′. Mais pour avoir la pression exercée sur chaque tourillon, et par suite le travail des frottements, il faut connaître les forces qui agissent autour

d'eux. Or, le tourillon O' est soumis à la résistance F', au poids du tambour B et aux tensions T et t de la courroie.

La pression exercée sur le tourillon O dépend également de ces tensions. Il faut donc déterminer ces deux tensions. (*Fig.* 12.)

Nous pouvons facilement déterminer la différence de ces tensions d'une manière approchée en observant que le tambour B' ne tourne qu'en vertu de cette différence $T-t$; nous n'avons donc qu'à égaler le travail de $T-t$ dépensé dans une révolution, au travail de F', sans tenir compte du frottement du tourillon O'. Ainsi, si R' est le rayon du tambour B', r' celui de l'arbre O', le travail de $T-t$ sera dans une révolution $(T-t)\,2\pi R' = F'\,2\pi r'$, équation qui donnera $T-t$.

Quand la force F n'agit pas, les deux tensions T et t sont égales à la tension que l'on donne à la courroie et que nous représentons par T'. Quand les deux tambours tournent, la branche de la courroie qui entraîne le tour B', est plus tendue que celle qui cède, on peut donc supposer que la tension T a une valeur un peu plus grande que T', ou qu'elle s'est augmentée d'une certaine quantité T'' et que l'autre t est diminuée de la même quantité, c'est-à-dire que $T = T' + T''$, et $t = T' - T''$, donc $T - t = 2T''$; d'où $T'' = \frac{T-t}{2}$. T'' sera donc connu puisque $T-t$ l'est par l'équation ci-dessus. Pour avoir T et t il ne faudra plus chercher que la tension primitive T', laquelle est donnée par la formule $\frac{F' \times r'}{R'} = (T' - T'')\left\{\left(\frac{1+fs'}{nR'}\right)^n - 1\right\}$. f est le rapport du frottement à la pression; n indique le nombre de fois que l'arc enveloppé du tambour B contient l'arc élémentaire S, c'est-à-dire que si S' ou mqn est divisé en 3 parties égales représentées par S, $\frac{S'}{S} = n = 3$, ainsi si l'arc total enveloppé

$S' = 0^m24$, l'arc élémentaire $S = 0^m08$. Toutes les autres quantités qui entrent dans la formule sont connues, on aura donc T, qui conduira à la solution du problème.

31. *Frottement des dents, travail de ce frottement.* — Le frottement des dents des roues peut être représenté par une force tangentielle à l'une ou à l'autre des circonférences primitives de ces roues, égale à $fQ\pi \frac{(m+m')}{mm'}$, ou $fQ\pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m'}\right)$. m et m' sont les nombres des dents des deux roues, et Q la réaction de ces roues l'une contre l'autre. Si V est la vitesse d'une roue, le travail de ce frottement sera $= fQ\pi \frac{(m+m')}{mm'} V = f\pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m'}\right) QV$. QV n'est autre chose que le travail transmis à cette roue. Ce travail étant déterminé, il est évident que plus la vitesse V augmente, plus la force de réaction Q sera petite. La roue devant faire un certain nombre de tours dans un temps donné, et V ne pouvant augmenter qu'avec le rayon, on voit qu'à travail égal on diminuera Q en augmentant le rayon de la roue.

En examinant la formule $f\pi Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m'}\right)$, on voit aussi qu'on diminue le frottement en diminuant Q et en augmentant le nombre des dents m, m'. Or nous venons de dire qu'à travail égal, Q était diminué en augmentant le rayon de la roue; on peut augmenter le nombre de dents en réduisant leur épaisseur, donc il est facile de diminuer le frottement des dents. On observera toutefois que les deux rayons doivent être augmentés de manière à conserver le rapport suivant lequel les deux axes doivent se transmettre la vitesse.

Le cas du frottement des filets d'une vis contre les dents d'une roue revient à celui d'une crémaillère avec une roue ordinaire; on regarde cette crémaillère comme une circonférence dont le rayon est très grand et le frottement se ré-

duit alors à $f\,Q\,\frac{\pi}{m}$, m étant le nombre de dents de la roue.

32. *Roideur des cordes.*—Une corde, pour se plier autour d'un rouleau, oppose une résistance qui consomme une portion de l'effort moteur. D'après les expériences de Coulomb, cette résistance se compose de deux parties dont une est constante quand la corde est la même, et l'autre varie proportionnellement au poids qui y est suspendu. La première représente la roideur constante qui provient de la torsion naturelle des fils et que l'on désigne par K, et l'autre qui représente la tension pour un kilogramme de résistance, est désignée par I, de sorte que pour un poids Q, celle-ci serait exprimée par IQ. L'expérience ayant appris en outre que la roideur variait en raison inverse du diamètre du rouleau, la résistance totale est exprimée par $\frac{K+IQ}{2R}$, 2 R étant le diamètre du rouleau que l'on considère. Les tables M, N donnent les valeurs de K et I pour les cordes employées lorsqu'elles sont pliées autour d'un rouleau d'un mètre de diamètre. Appliquons cette formule et celle qui est relative au frottement des courroies, au calcul du travail mécanique nécessaire pour un monte-sacs dans les moulins à farine.

Proposons-nous d'élever un sac de blé de 120 k. = F'; donnons au monte-sacs un rayon $r' = 0^m,20$, au tour ab un rayon $R_r = 0^m,20$, au tour cd un rayon $R' = 0,194$, aux tourillons, des rayons $r'' = 0^m,02$; et au pignon ef qui donne le mouvement, un rayon $r = 0,25$. Donnons encore à la corde à laquelle le sac est attaché, un diamètre $d = 0^m,028$, et supposons enfin que le pignon ef et le tour ab fassent $33^{tours},92$ par minute, le tour cd et le monte-sacs en feront environ 35 dans ce temps. (*Fig.* 13).

Le monte-sacs ne tourne qu'en vertu de la différence des tensions de la courroie, ou en vertu de la force $T-t$ (n° 30),

donc la première équation à établir sera $T-t\times R'=120\times 0{,}20+\frac{K+IQ}{2R}\times 0{,}20+r''fN$ (n° 19).

Le moment du poids du sac $=120\times 0{,}20=24^k$. Pour avoir le moment de la roideur de la corde, ou la valeur de $\frac{K+IQ}{2R}\times 0{,}20$, il faut observer que le diamètre de la corde du tableau M qui approche le plus de $d=0^m{,}028$, est celui de $0^m{,}02$; le rapport de ces deux diamètres $=1{,}40$; le tableau O donne le carré de ce rapport, qui est $1{,}96$, et c'est par ce nombre qu'il faut multiplier les valeurs de K et I, qui sont seulement relatives au diamètre de $0^m{,}02$, pour avoir les valeurs de ces mêmes résistances I, K ; qu'il faut substituer dans la formule $\frac{K+IQ}{2R}$. On aura donc $K=0{,}222460\times 1{,}96=0{,}436$, $I=0{,}0097382\times 1{,}96=0{,}0191$, $QI=120\times 0{,}0191=2{,}292$; $2R=d=0{,}40=2r'$, donc la résistance de la roideur de la corde $\frac{K+IQ}{2R}=\frac{0{,}436+2{,}292}{0{,}40}=6{,}82$, et son moment $=6{,}82\times 0{,}20=1{,}364$.

Pour avoir le frottement des tourillons, il faut avoir les tensions T et t. Sans ce frottement on aurait $T-t\times 0{,}194=24+1{,}364$, d'où $T-t=130{,}74$, et $T''=\frac{130{,}74}{2}=65{,}37$ (n° 30). Pour avoir la tension primitive de la courroie on se sert de l'équation $T'-T''\left\{\left(1+\frac{s'f}{n\,R'}\right)^n-1\right\}=\frac{F'\times r'}{R'}$ (n° 30). En supposant que l'arc de la courroie qui embrasse le tour cd, ou $s'=0^m61$, que l'arc élémentaire y soit contenu 10 fois, ou $n=10$, et que $f=0{,}30$ (cuir tanné sur chêne posé à plat sans enduit, tableau E), on aura $T'=81{,}80$.

Nous savons que $T = T' + T'' = 147,17$, et $t = T' - T''$ $= 16,43$ (n° 30).

Le moment du frottement du tourillon ou $Nfr = (T + t + 200 + 120) \times 0,16 \times 0,02 = 1^k 547$, 200^k étant le poids du monte-sacs et de sa charge, et $f = 0,16$. La première équation d'équilibre établie par rapport à l'axe pq, sera donc $T - t \times 0,194 = 24 + 1,364 + 1,547$, d'où $T - t = 138,71$.

La deuxième équation d'équilibre à établir est $F \times 0,25 = 138,71 \times 0,20 \times 0,02 \times 0,16 \sqrt{(T + t - 50)^2 + F^2}$, F étant supposée agir horizontalement, $f = 0,16$, le poids que supportent les tourillons étant de 50 kil. et F étant supposée agir horizontalement.

Sans le frottement des tourillons on aurait $F \times 0,25 = 138,71 \times 0,20$, d'où $F = 111$ environ; en mettant cette valeur sous le radical ainsi que les valeurs de T et t nous aurons $F \times 0,25 = 27,74 + 0,51$, d'où $F = 113$ environ.

La vitesse du pignon $ef = \frac{33,92 \times \pi \times 0,50}{60} = 0^m,89$ environ, donc le travail que demande ce monte-sacs $= 113 \times 0,89 = 100^{k.m.},57$.

Le sac pèse 120 kil., la vitesse de son point d'action $= \frac{35 \times \pi \times 0,40}{60} = 0,73$ à peu près, donc le travail utile $= 120 \times 0,73 = 87^k 60$ et le travail perdu par la roideur de la corde, le frottement des tourillons et celui des courroies $= 100,57 - 87^k,60 = 12^k,90$ ou les $0,128$ du travail utile.

33. *Poulies*. Si une poulle est sollicitée par deux forces F et Q, la valeur de F sera donnée par $FR = QR + fNr$. N est la résultante de F et de Q.

Quand le rayon r du tourillon est très petit par rapport au rayon R de la poulie, on prendra pour déterminer F

l'équation $FR = QR + rfQ\frac{AB}{R}$, AB étant la corde qui soutend l'arc entre les directions des forces.

Quand le rayon r est comparable au rayon de la poulie, on suppose d'abord $F = Q$ et l'on cherche la résultante de ces deux forces qui est un peu faible puisque F doit vaincre Q et le frottement du tourillon r; le frottement que l'on obtiendra sera un peu faible aussi. Cette valeur de rfN que l'on obtiendra, substituée dans l'équation $FR = QR + rfN$, donnera pour F une valeur un peu faible que nous appellerons F', mais qui sera évidemment plus grande que Q. On suppose ensuite F et Q égales à la valeur F' trouvée, leur résultante N sera un peu forte, et par suite la valeur frN et la nouvelle valeur de F que l'on tirera de l'équation ci-dessus et que nous nommerons F'', le seront aussi. On prendra enfin la moyenne $\frac{F' + F''}{2}$ des deux valeurs trouvées pour la valeur assez approchée de F. (*Fig.* 14).

Dans le cas où la poulie serait fixe, c'est-à-dire celui où les tourillons feraient corps avec la poulie et tourneraient sur un œil pratiqué dans une chappe immobile, la valeur de F serait donnée par $FR = QR + R\left\{\frac{K + IQ}{2R}\right\} + rfN$.

Supposons les deux cordes parallèles, le poids Q à soulever $= 1200^k$, le rayon de la poulie $= 0^m,09$, et en regardant la résistance et la puissance comme agissant sur l'axe du câble auquel nous donnerons $0^m,04$ de diamètre, nous ajouterons son rayon $= 0,02$, à celui de la poulie, de sorte que $R = 0^m,11$; supposons encore le rayon du boulon $r = 0,015$, le poids de la poulie de 21^k, et $f = 0,16$.

Le tableau M donne pour une corde blanche sèche de $0^m,04$ de diamètre, $K = 0,889840$, $I = 0,038953$; donc $IQ = 46,74$; nous avons $2R = 0,22$, la résistance de la roideur de la corde sera donc $\frac{K + IQ}{2R} = 216,49$ à peu près.

Pour trouver la valeur de F nous suivrons la marche indiquée ci-dessus; nous ferons donc d'abord $F = Q = 1200$. La résultante N de F, Q et du poids, de la poulie, sera $N = 1200 + 1200 + 21 = 2421$; $rfN = 0{,}015 \times 0{,}16 \times 2421 = 5{,}81$; donc, $F = Q + \frac{K + IQ}{2R} + \frac{rfN}{R} = 1200 + 216{,}49 + \frac{5{,}81}{0{,}11} = 1469$ environ $= F'$. Faisons maintenant $F = Q = 1469$; $N = 2 \times 1469 + 21 = 2959$, $rfN = 0{,}015 \times 0{,}16 \times 2959 = 7{,}10$, et $F = 1200 + 216{,}49 + \frac{7{,}10}{0{,}11} = 1481{,}00 = F''$; donc la valeur suffisamment approchée de $F = \frac{F' + F''}{2} = 1475^{k}$. Sans le frottement du tourillon et la roideur de la corde, on aurait seulement $F = 1200^{k} = Q$.

34. *Tour*. — La valeur de F est donnée dans le tour par $FR = QR' + rfN$. L'on déterminera N comme on l'a indiqué dans le n° 27, et si les forces qui agissent autour de l'axe du tour ne se trouvaient pas dans des plans perpendiculaires à l'axe, il ne faudrait comprendre dans N que les composantes qui seraient dans ce plan.

Quand l'axe du tour est vertical on prend le terme $\frac{2}{3}\,rfP$ (n° 26), au lieu de rfN, P étant le poids de cet axe.

Que la force F agisse à l'extrémité d'un levier, ou sur des roues dentées, des roues à chevilles, etc.; les conditions de l'équilibre sont toujours les mêmes; mais il importe que la force soit dans le plan de la roue, ou dans un plan perpendiculaire à l'axe, (*Fig.* 15).

Cherchons le fardeau que peut élever un homme en agissant sur la manivelle d'un treuil (*Fig.* 16) et en développant un travail continu de $6^{k.m.} = PV$.

La roue a un rayon de $0^{m},218 = R$, le pignon un rayon $r = 0^{m},0415$, le treuil un rayon $R = 0^{m},113$, le rayon de

l'axe supérieur est $r' = 0^m,013$, celui de l'axe inférieur est $r'' = 0^m,0145$; le coude de la manivelle $= 0^m,315$; le poids du treuil et de son axe est de $17^k.80$, celui du pignon et de son axe de $7^k,50$. La corde est blanche et sèche et a $0^m,02$ de diamètre. Les axes sont en fer et les boîtes en fonte, donc $f = 0,08$ en les supposant huilés.

En admettant que l'effort ne soit que de 8^k, et la vitesse de son point d'application de $0^m,75$, ce qui fait bien un travail de 6^k, le nombre de tours sera $n = \frac{60 \times V}{2\pi R} = \frac{60 \times 0,75}{2\pi \times 0,315}$ $= 22^{tours},74$ environ dans une minute.

En établissant l'équation de mouvement dans une révolution entière, on a l'équation $PV = Q \times \frac{n.2\pi r}{60} + Q\pi f \frac{m+m'}{m.m'} \cdot \frac{n.2\pi r}{60} + fN.\frac{2\pi r'}{60}$, P étant l'effort moteur et Q la réaction des dents de la roue, ou bien $PV = Q \left(1 + f\pi.\frac{m+m'}{m.m'}\right) n.\frac{2\pi r}{60} + fN\frac{n.2\pi r'}{60}$.

Le nombre de dents de la roue étant de $55 = m$ et celui des dents du pignon de $10 = m'$.

Sans le frottement de l'axe on aurait donc

$$Q = \frac{PV}{\left(1 + f\pi\frac{m+m'}{m.m'}\right) n.\frac{2\pi r}{60}} = 58^k,93.$$

En plaçant la direction de P dans la position la plus défavorable pour le frottement, on aura pour la pression sur l'axe $N = \sqrt{(58,93 + 8)^2 + (7,50)^2}$, et en faisant usage de la formule du nº 16, on trouve pour cette pression $N = 67^k,25$; le travail du frottement de l'axe sera donc $fN \times \frac{n.2\pi r'}{60} = 0,166$, et l'équation du mouvement devient $6 = Q \times 1,03 \times 0,0988 + 0,166$, d'où $Q = 57^k,30$. Cette

valeur est assez approchée pour passer à la seconde équation d'équilibre qui est

$$Q \times 0{,}218 = x \times 0{,}123 + \frac{K + I Q'}{2R} \times 0{,}123 + r''fN.$$

Le rayon de la corde devant s'ajouter à celui du treuil, le bras du levier du poids x que nous cherchons, sera $0{,}113 + 0{,}01 = 0^{m},123$; le tableau M, nous donne $K = 0{,}222460$, $I = 0{,}0097382$; $R = 0{,}113$.

Sans le frottement et la roideur de la corde, on aurait $x = \frac{Q \times 0{,}218}{0{,}123} = 101^{k},55$ et en nous contentant de cette valeur pour déterminer N, on aura

$N = \sqrt{(101{,}55 + 17{,}80)^2 + (57{,}30)^2} = 137{,}70$ en faisant usage de la formule du n° 16. $r''fN = 0^{k},16$.

Sans la roideur de la corde, l'équation serait donc $Q \times 0{,}218 = x \times 0{,}123 + 0{,}16$, d'où $x = 100^{k},24 = Q'$. En nous contentant de cette valeur, le moment de la roideur de la corde est trouvé égal à $0{,}652$, et l'équation d'équilibre ou l'équation des moments par rapport au second axe, devient $Q \times 0{,}218 = x \times 0{,}123 + 0{,}16 + 0{,}652$, d'où $x = 94^{k},95$.

Le nombre de tours du treuil est donné par $22{,}74 : x :: 0{,}436 : 0{,}083$, d'où $x = 4{,}33$ environ. La vitesse du treuil $= \frac{4{,}33 \times \pi \times 0{,}246}{60} = 0{,}055$, donc le travail utile $= 94{,}95 \times 0{,}055 = 5^{k.m.},22$; le travail perdu est donc $0^{k.m.},78$, ou les $\frac{0{,}78}{600} = 0{,}13$ du travail moteur.

Sans le frottement ni la roideur de la corde, on aurait d'abord $P \times 0{,}315 = Q \times 0{,}0415$, d'où $Q = 60{,}72$, et ensuite $Q \times 0{,}218 = x \times 0{,}123$, d'où $x = 107^{k},63$ au lieu de $94^{k},95$.

On fera bien attention que ce résultat est relatif à un effort continu ; mais si l'homme n'agit que pendant quelques

minutes il peut exercer un effort beaucoup plus grand et, par suite le poids à soulever sera beaucoup plus grand aussi.

35. *Roues à couronnes.* — Elles sont garnies d'une couronne de buffle et on les rapproche l'une contre l'autre au moyen d'une pression extérieure. On fera d'abord le moment de l'effort mutuel T que les deux roues exercent l'une contre l'autre = au moment de Q + au moment du frottement du tourillon r, ou $T \times R = Q \times R \times rfN$, N étant la résultante de T, Q, de la pression extérieure et du poids de la roue, transportés parallèlement sur le centre du tourillon (n° 27). De cette équation on tirera la valeur de T, et ensuite on fait $F \times R' = TR_1 + r'fN'$, équation qui donnera F. N' est la résultante de F, T, du poids de l'autre roue et de la pression extérieure qui rapproche les deux couronnes ; toutes ces forces étant transportées parallèlement à elles-mêmes sur l'axe du tourillon de cette roue. On néglige ordinairement le frottement des couronnes de buffle qui est de la deuxième espèce (*Fig.* 17).

36. *Roues d'engrenage.* — On fera comme ci-dessus $TR' = QR + rfN$, équation qui donnera T, N étant la résultante de T, de Q et du poids de la roue C. On établira ensuite l'équation $FR_{,} = r'fN' + TR_{,,} + Tf\dfrac{(m+m')}{mm'}\pi R_{,,}$, le dernier terme étant le moment du frottement des dents de la roue (n° 31), et N' la résultante de F, T et du poids de la roue c'. (*Fig.* 18.)

37. *Moufles ou système de plusieurs poulies sur une même chape.* — Quand on fait usage des moufles on en emploie deux, dont l'une est fixe et l'autre mobile.

En observant que le cordon ab, sur lequel agit la puissance, s'allonge d'une quantité égale à la somme des raccourcissements des autres cordons, et que le chemin de la résistance n'est que le quart de ces allongements, s'il n'y a

que quatre cordons en sus de ab, on aura pour l'équation d'équilibre, si e est le chemin de la puissance dans un certain temps, et en faisant abstraction des frottements, $F \times e = R \times \frac{1}{4} e$, d'où $F = \frac{1}{4} R$. (*Fig.* 19.)

Si on veut avoir cette valeur de F en tenant compte des frottements, nous regarderons d'abord la tension t_1 comme la résistance, et t_2 comme la puissance, et nous aurons $t_2 R_1 = t_1 R_1 + \frac{K + It_1}{2R_1} . R_1 + r_1 f(t_1 + t_2)$; en négligeant le poids de la poulie dans le dernier terme qui exprime le moment du frottement du tourillon, ce que l'on peut faire sans erreur sensible; équation qui donnera t_2 quand on connaîtra t_1. En regardant ensuite t_3 comme puissance et t_2 comme résistance, on aura

$$t_3 R_2 = t_2 R_2 + \frac{K + It_2}{2R_2} . R_2 + r_2 f(t_2 + t_3), \text{ ensuite}$$

$$t_4 R_3 = t_3 R_3 + \frac{K + It_3}{2 R_3} . R_3 + r_3 f(t_3 + t_4), \text{ enfin}$$

$$F R_4 = t_4 R_4 + \frac{K + It_4}{2 R_4} . R_4 + r_4 f(t_4 + F).$$

Les cordes étant parallèles, on a $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = Q$. Pour arriver plus simplement à la détermination de ces tensions, on observe que sans le frottement et la roideur des cordes les tensions seraient égales, et l'on aurait $t_1 = \frac{Q}{4}$ (Q comprend le poids à soulever et les poids des poulies et des chapes). Avec cette valeur et les équations ci-dessus, on déterminera les tensions t_2, t_3 et t_4 qui sont toutes plus grandes que t_1, leur somme que nous nommerons Q′ sera donc plus grande que Q; mais pour avoir les valeurs de ces tensions suffisamment approchées, on multipliera chacune d'elles par le rapport $\frac{Q}{Q'}$. Appliquons ceci à la chèvre.

Proposons-nous d'élever un fardeau de 2100 kilog. y compris les poids des poulies et des chapes, et équipons la chèvre à quatre brins. Supposons que les deux poulies de la tête et les deux poulies des moufles soient égales et d'un rayon $R' = 0^{m.},09$, le rayon des axes $r = 0^{m.},015$, et le diamètre du câble $d = 0^{m.},04$.

Les équations qui donnent les tensions seront

$$t_2 R = t_1 R' + \frac{K + It_1}{2R} \cdot R' + rf(t_1 + t_2),$$

$$t_3 R = t_2 R' + \frac{K + It_2}{2R} \cdot R' + rf(t_2 + t_3),$$

$$t_4 R = t_3 R' + \frac{K + It_3}{2R} \cdot R' + rf(t_3 + t_4),$$

$$\text{et } FR' = t_4 R' + \frac{K + It_4}{2R} \cdot R' + rf(t_4 + F).$$

Le poids à soulever étant de $2100^{kil.}$, on prendra d'abord $t_1 = \frac{2100}{4} = 525^{kil.}$, $f = 0,16$, et $R' = 0,09 + 0,02 = 0^{m.} 11$, en y comprenant le rayon du câble. Le tableau N donne $K = 0,889840$ et $I = 0,0389528$; nous aurons donc, en faisant $t_2 = 525$ dans le dernier terme de la première équation, ce qui paraît suffisamment exact,

$$t_2 = 525 + 96,99 + \frac{2,52}{0,11} = 644,90,$$

en faisant $t_3 = 644,90$ dans le dernier terme de la deuxième équation, nous aurons

$$t_3 = 644,99 + 118,23 + \frac{3,095}{0,11} = 791,29;$$

en faisant $t_4 = 791,29$ dans le dernier terme de la troisième équation, on a

$$t_4 = 791,29 + 144,13 + \frac{3,80}{11} = 969,96.$$ La somme de ces tensions ou $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 525 + 644,90 + 791,29 + 969,96 = 2931,11 = Q'$; le rapport

$\frac{Q}{Q'} = \frac{2100}{2931,11} = 0,716$ à peu près ; ainsi,

$t_1 = 525 \times 0,716 = 375,90$, $t_2 = 461,74$, $t_3 = 566,50$,

$t_4 = 694,49$, et $F = 694,49 + 127,81 + \frac{3,34}{0,11} = 852^k,81$,

en faisant toujours $F = t_4$ dans le dernier terme de la quatrième équation.

Sans le frottement et la roideur des cordes on aurait $F = 525$, et avec ces résistances, $F = 852$, valeur qui est à peu près les deux tiers plus grande que l'autre.

On aurait maintenant recours à la formule du n° 34 pour calculer l'effort qu'il faudrait exercer à l'extrémité d'un levier placé au treuil pour faire équilibre à cette tension.

Cette application et celle du n° 34 mettront le lecteur à même de calculer une grue.

38. Dans le cas où une corde à laquelle on a fixé un poids, enveloppe un rouleau, le rapport entre la puissance nécessaire pour faire équilibre à ce poids et la résistance, est exprimé par $\frac{T}{P} = \left(1 + \frac{fS}{R}\right)^n$. S est l'arc élémentaire de la partie de la corde qui enveloppe le treuil. Si S' est l'arc total de l'enveloppe et que l'arc élémentaire S y soit contenu n fois, on aura $S' = nS$, d'où $S = \frac{S'}{n}$, et la formule devient $\frac{T}{P} = \left(1 + \frac{fs}{nR}\right)^n$, f est toujours le coefficient du frottement.

39. *Leviers.* — On distingue les leviers du premier genre qui sont ceux qui ont le point d'appui placé entre la puissance et la résistance ; les leviers du second genre dont la résistance se trouve entre le point d'appui et la puissance, et les leviers du troisième genre qui sont ceux où la puissance est appliquée entre le point d'appui et la résistance.

Les conditions d'équilibre sont toujours les mêmes dans les trois cas, c'est-à-dire que $P \times AB = Q \times AC + r f N$, r étant le rayon du tourillon autour duquel le levier tourne, et N la résultante de P et Q. (*Fig.* 20.)

Si le levier porte sur un simple contenu, le frottement est alors négligeable et on a simplement $P \times AB = Q \times AC$. Si $AC = \frac{1}{1000}$ de AB, on trouve $P = \frac{Q}{1000}$, ce qui prouve qu'avec une très petite force on peut faire équilibre à une énorme résistance; mais dans tous les cas le travail de la puissance est égal au travail de la résistance; et si celle-ci est énorme, le chemin qu'elle parcourra sera extrêmement petit, aussi les leviers ne sont employés que pour élever de lourds fardeaux à de très petites hauteurs, autrement cela demanderait un temps infini.

40. *Travail de la puissance dans les vis en tenant compte du frottement des filets.* — Les vis sont engendrées par le mouvement d'un rectangle ou d'un triangle isocèle autour d'un cylindre plein qu'on nomme noyau, et qui parcourt en s'élevant, des hauteurs proportionnelles aux arcs décrits autour du noyau. Dans ce mouvement chaque point de la ligne supérieure du rectangle ou du triangle, décrit une hélice. On appelle hélice moyenne celle qui est décrite par le point milieu, et la distance de ce point à l'axe que nous désignerons par r', est le rayon moyen. On appelle pas de la vis la hauteur dont le profil générateur s'est élevé après une révolution entière autour de l'axe, nous le désignerons par h. Nous rappellerons encore que la vis peut être mobile et l'écrou fixe, ou bien la vis peut être fixe et l'écrou mobile.

Dans le premier cas la résistance peut être représentée par un poids P suspendu à la vis, et dans le second par un poids suspendu à l'écrou. Dans les deux cas le travail de la puissance, dans une révolution entière, est exprimé, pour les vis à filets rectangulaires, par

$$2\pi R.F = Ph + fP\left\{\frac{h^2+4\pi^2r^2}{2\pi r - fh}\right\},$$ et par

$$2\pi R.F = Ph + \frac{f}{m}.P\left\{\frac{h^2+4\pi^2r^2}{2\pi r - fh}\right\}$$ pour les vis à filets triangulaires, M étant le rapport de la hauteur du triangle générateur à son côté. (*Fig.* 21 et 22.)

Si la vis était verticale, était fixée à son extrémité, il y aurait le frottement du pivot à considérer. On le déterminerait comme on l'a indiqué dans le nº 26, et on l'ajouterait au second membre des deux formules.

Enfin dans le cas où une vis sans fin ferait mouvoir une roue on comprendrait dans les travaux des résistances le travail du frottement des dents.

Si on remarque le dernier terme des équations ci-dessus qui exprime le travail du frottement des filets, on reconnaît que ce travail dépend surtout du rayon moyen r, puisque le numérateur croît plus rapidement que le dénominateur quand on fait augmenter r. Il faut donc ne donner qu'une petite valeur à ce rayon sans cependant nuire à la solidité de la vis.

On donne ordinairement à la saillie ab des filets, une longueur égale à leur épaisseur ad, et l'on fait le vide $a'd'$ = au plein ad; il résulte de cela que le pas aa', ou $h = 2\,ad = 2\,ab$. Si le pas était double, alors $h = 4\,ad = 4\,ab$, d'où la saillie $ab = \frac{1}{4}.h$.

Désignons par R le rayon du noyau bo, et par R′ le rayon extérieur ao. La surface de la section du noyau sera πR^2; chaque millimètre carré pouvant supporter 6k sans que son élasticité soit forcée quand le noyau est en fer, en représentant par Q la charge qui agit parallèlement à l'axe, on aura $6 \times \pi R^2 = Q$, d'où $R = 0{,}23\sqrt{Q}$ en millimètres.

Afin que l'engrènement soit convenable et qu'il s'use moins vite, l'écrou doit embrasser au moins 3 filets; il aura

donc pour épaisseur $6\,a\,d = 6\,a\,b$. La surface de rupture de 3 filets autour du noyau $= \frac{6\,a\,b}{2} \cdot 2\,\pi\,R$ puisqu'il y a autant de plein que de vide ; mais comme la charge peut agir tout entière sur les extrémités a, a' des filets, on ne prend que la moitié de cette surface ou $3\,a\,b\,\pi\,R$. Si l'écrou est en bronze, on peut faire cette surface $3\,a\,b\,\pi\,R = \pi\,R^2$, c'est-à-dire à celle du noyau, la résistance du bronze dont l'écrou est formé, différant peu de celle du fer, d'où l'on tire $R = 3\,a\,b$; ce qui indique que la saillie est le $\frac{1}{3}$ du rayon du noyau. Le rayon extérieur R′ sera donc $= 4\,a\,b$, donc $r = \frac{R + R'}{2} = \frac{7}{2}\,a\,b$. Quand le pas est simple $h = a\,a' = 2\,a\,d = 2\,a\,b$, d'où $a\,b = \frac{1}{2}\,h$; donc $r = \frac{7}{4}\,h$, et si nous prenons $f = 0,18$ (table E), nous aurons pour le travail du frottement des filets carrés

$$f\,Q \left\{ \frac{h^2 + 4\,\pi^2\,r^2}{2\,\pi\,r - f\,h} \right\} = f\,Q\,h \left\{ \frac{1 + 39,48 \times (\frac{7}{4})^2}{6,28 \times (\frac{7}{4}) - f} \right\} =$$

$2,03.\,Q\,h$; le travail de ce frottement absorberait donc à peu près deux fois le travail utile $Q\,h$, et le travail de la puissance, dans une révolution, serait $2\,\pi$ R. $F = Q\,h + 2,03\,Q\,h = 3,03\,Q\,h$, ou un plus de trois fois le travail utile, tandis que sans ce frottement on aurait seulement $2\,\pi\,R.\,F = Q\,h$.

Si l'écrou embrassait quatre filets, on aurait alors, en suivant la marche ci-dessus, $4\,a\,b\,\pi\,R = \pi\,R^2$, d'où $R = 4\,a\,b$; $R' = 5\,a\,b$, $r = \frac{9}{4}\,h$, et l'on substituerait cette valeur de r dans la formule pour avoir la valeur du travail du frottement.

Si dans les deux cas, le pas était double, alors $h = 4\,a\,b$, ou $a\,b = \frac{1}{4}\,h$, et $r = \frac{7}{8}\,h$ dans le premier cas, et $r = \frac{9}{8}$

h dans le second ; on remplacerait donc $\frac{7}{4}$ dans la formule ci-dessus, par $\frac{7}{8}$ ou $\frac{9}{8}$.

Entrons encore dans quelques détails relativement à la vis à filets triangulaires.

Si la vis est en chêne, orme, etc., le triangle générateur $b\,a\,c$ est isocèle et rectangle en a. Si elle est en bois plus dur comme le buis, le cormier, le sorbier, etc., ou en fer, le triangle $b\,a\,c$ est équilatéral. Dans tous les cas, si le filet est simple, $h = b\,c = a\,a'$, si le filet est double $h = 2\,b\,c$, etc. L'épaisseur de l'écrou $= 3\,h$, et la saillie $a\,d = \frac{1}{3}\,d\,o = \frac{1}{4}$ R. Ce rayon se trouve comme ci-dessus, mais on ne devra prendre, pour la résistance du bois, que $0^m,80$ par millimètre carré ; on aurait donc $0,80 \times \pi R^2 = Q$, d'où $R = 0,63\sqrt{Q}$.

Si le triangle est équilatéral $b\,d = \frac{1}{2}\,h$, $b\,c = a\,b = h$; donc la saillie $a\,d = \sqrt{\overline{a\,b}^2 - \overline{b\,d}^2} = \sqrt{h^2 - \frac{h^2}{4}} = 0,866\,h$, $r = \frac{R + R'}{2} = \frac{3\,a\,d + 4\,a\,d}{2} = \frac{7}{2}\,a\,d = 3,031\,h$; $m = \frac{a\,d}{a\,c} = \frac{a\,d}{b\,c} = \frac{0,866h}{h} = 0,866$; et si nous prenons encore $f = 0,18$ (table E), on a pour le travail de la vis à filets triangulaires,

$$\frac{f}{m}Q\left\{\frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f\,h}\right\} = \frac{0,18}{0,866}.Q\,h\left\{\frac{1 + 39,48\,(3,031)^2}{6,28 \times 3,031 - 0,18}\right\}$$

$= 4,01.\ Q\,h$, ou quatre fois le travail utile ; et le travail total dans une révolution serait donc cinq fois le travail utile, tandis que ce travail de la force ne serait égal qu'au travail utile sans le frottement de la vis. Telles sont les règles données par M. Poncelet pour le calcul des vis.

L'on a construit à Avignon une presse composée de deux vis, l'une à filets carrés, et qui est sans fin, engrène avec les dents d'une roue fixée à l'autre vis qui est à filets triangulaires; les deux vis sont en fer, la roue est en fonte, l'écrou est en bronze. Le rayon de la roue à chevilles sur laquelle la puissance agit est de $1^{m.} = R$; l'autre roue qui engrène avec la vis sans fin a $0^{m.},65 = R'$, et a 70 dents $= m$. La vis à filets triangulaires a un pas de $0,03 = h'$, et le pas de la vis à filets rectangulaires est $h = 0,08$. Pour tous les frottements $f' = 0,18$ (table E); les rayons des pivots $r' = 0,01$. Dans une révolution de la roue à chevilles l'autre roue ne parcourt que la cinquante et unième partie de sa circonférence, enfin la résistance de la première vis, ou celle à filets triangulaires $= 1000^{k.} = Q'$.

D'après ce que nous avons déjà dit sur la vis, on doit concevoir que la perte du travail occasionnée par les frottements doit être considérable; en effet, l'équation d'équilibre de la vis à filets triangulaires nous donne

$Q \times 2\pi R' = 4 Q' h' + 2\pi f Q' \times \frac{2}{3} r'$, ou $Q \times 4,08 = 120 + 7,55$, d'où $Q = 31,26$; les dimensions de la vis étant à peu près comme celles que nous avons données, nous faisons comme d'autre part, comme l'on voit, le travail du frottement des filets = quatre fois le travail utile $Q' h'$.

Le frottement des dents $= f Q \frac{\pi}{m} = 0,18 \times 31,26 \times \frac{3,1416}{70} = 0^{k.}25$. (n° 31); nous regarderons la résistance de la seconde vis comme $= 31^{k.},26 + 0^{m},25 = 31^{k}51 = Q''$, et nous aurons pour la deuxième équation d'équilibre dans une révolution de la roue à cheville,

$F \times 2\pi R = 3 Q'' h + 2\pi f . Q'' \frac{2}{3} r'$, ou

$F \times 6{,}28 = 3 \times 31{,}51 \times 0{,}08 + 0{,}18 \times 31{,}51 \times 0{,}042 = 7^{k.m.}{,}80$, d'où $F = 1^{k}{,}24$.

Le travail utile dans une révolution de la roue à cheville n'est que la cinquante et unième partie de $100 \times 0{,}03$, ou $\frac{30}{51} = 0^{k.m.}{,}59$ à peu près, donc le travail perdu serait $7{,}80 - 0{,}59 = 7^{k.m.}{,}21$, ou 12,22 fois le travail utile.

Dans la fabrique de sucre de betteraves d'Ecuir (Pas-de-Calais) il faut le travail de huit presses ordinaires en bois à filets triangulaires, dont le rayon du noyau $= 0^{m},18$, la saillie des filets $= 0{,}03$, le pas $= 0^{m},03$; et une presse hydraulique dont nous donnerons la force plus loin, pour extraire des betteraves le jus nécessaire pour remplir la chaudière à déféquer dont la capacité est de 10 hectolitres; mais sur cette quantité la presse hydraulique seule donne 4 hectolitres de jus, tandis que les huit presses en bois ensemble n'en donnent que 6; chaque presse en bois donne donc $\frac{600^{litres}}{8} = 75^{litres}$, tandis que la presse en donne 400, celle-ci fait donc 5 fois $\frac{1}{3}$ autant de travail qu'une presse en bois ordinaire, et il y a à chaque presse, en bois ou hydraulique, 3 hommes qui y sont employés. La longueur totale du levier des presses en bois est de $3^{m},65$.

41. *Coin.* — Un coin n'est qu'un prisme triangulaire dont les faces sont perpendiculaires au triangle A B C.

Quand on ne considère pas le frottement qui a lieu sur les côtés du coin, ou sur les points *a*, *b* de la substance que l'on veut fendre, et sur lesquels le coin est appuyé, si on désigne par F la puissance et par Q, R, les résistances de la matière, on démontre que F : Q : R :: A B : A C : B C, c'est-à-dire que la puissance et les résistances sont proportionnelles à la tête A B et aux côtés du coin.

Si la section du coin est un triangle isocèle, ce qui a presque toujours lieu, alors les deux résistances sont égales,

et l'on a simplement $F : Q :: AB : AC$, d'où $F = Q \times \frac{AB}{AC}$. Ceci nous montre qu'il est avantageux de nous servir d'un coin dont la tête est petite par rapport aux côtés ; car si A B n'est que le douzième de A C, la puissance F n'est que le douzième de la résistance à vaincre (*Fig.* 24).

La réaction Q donne lieu, sur chaque côté, à deux frottements égaux, en supposant toujours le triangle A B C isocèle, et exprimés par fQ, et dans ce cas on a $F \times AC = Q \times AB + 2fQ \times CB$, d'où $F = Q \times \frac{AB}{AC} + 2fQ \times \frac{CB}{AC}$ (*Fig.* 25).

Supposons par exemple que la résistance à vaincre $Q = 500^{\text{kil.}}$, et que $AB = \frac{1}{12} AC$; dans ce cas on peut regarder C D comme à très peu près égal à A C, et par conséquent $\frac{CD}{AC} = 1$ à peu près. Si le coin est en fer, frotté de savon sec et la substance à fendre, du bois de chêne, on a $f = 0{,}21$ (table E.), donc $F = 500 \times \frac{1}{12} + 2 \times 0{,}21 \times 500 = 251{,}67$, tandis que s'il n'y avait pas de frottement on aurait $F = Q \times \frac{AB}{AC} = 41{,}67$, force qui n'est que les 0,17 environ de l'autre. Si les surfaces étaient sans enduit le même tableau donnerait $f = 0{,}62$, et l'on aurait $F = 500 \times \frac{1}{12} + 2 \times 0{,}62 \times 500 = 661{,}67$, force qui serait environ seize fois celle qu'il faudrait employer pour produire le même effet s'il n'y avait pas de frottement.

Dans les moulins à huile on se sert de la presse à coin qui se compose d'un tronc de cône qui glisse entre deux blocs dont l'un est fixe et l'autre qui transmet l'action du coin à la matière que l'on veut presser.

Soit F la force qui agit perpendiculairement sur la tête du coin, P la résistance de la matière à presser, et Q la pression perpendiculaire sur chaque côté, qui est une des composantes de P qui donne lieu au frottement f Q ; si par l'action de la force F le coin prend la position $a\ b\ c$, l'on trouve, en désignant par e la compression de la matière, le travail de F, ou $F \times e \times \frac{CD}{AB} = P.e + 2 f P. \frac{CD}{AB}.e$ (*Fig.* 25).

Dans le moulin à huile à M. de Gombert, le bloc de bois qui tombe sur la tête du coin ABC, pèse 40^k, il tombe moyennement de 0^m36 de haut; en supposant qu'il fasse descendre perpendiculairement le coin de 0^m02, en tombant de cette hauteur, le travail moteur sera $= (0,36 + 0,02) \times 40 = 15^{k.m.},20$; le poids qui par sa pression ferait descendre le coin aussi de $0^m,02$ dans un temps plus ou moins long, serait donné par $x \times 0,02 = 15,20$, d'où $x = 760^k$; il faudrait donc que le corps qui par sa pression devrait produire le même effet que celui de 40^k, en tombant de la hauteur de $0^m.36$, pesât dix-neuf fois plus que l'autre.

Si la réaction P du corps à presser était de 2000^k, et que la tête du coin A B fût le $\frac{1}{10}$ de C D, ou $CD = 10\ AB$, l'équation ci-dessus nous donnerait, en prenant $f = 0,075$ (table E), $F \times 10 = 2000 + 2 \times 0,075 \times 2000 \times 10 = 5000$, en divisant tout par e, d'où $F = 500$, force qui n'est que le quart de résistance, ce qui prouve encore que le travail peut se faire avec une faible force dans la presse à coin; cependant les frottements absorbent beaucoup de travail mécanique, car la même formule donne $10\ F\ e = 2000\ e + 3000\ e = 5000\ e$; $2000\ e$ exprime le travail utile et $3000\ e$ exprime le travail absorbé par les frottements, ainsi dans le cas où le rapport f du frottement à la pression est le plus petit de tous, le travail absorbé par les frottements est encore une fois et demie celui du travail utile.

Les coins peuvent encore avoir la forme d'un prisme

tronqué, celle d'un cône, ou d'une pyramide à 3 ou 4 faces. Les ciseaux, les couteaux, les scies, les limes, les clous, etc., en un mot presque tous les outils des arts sont des applications des coins. Ils agissent par le tranchant ou par leurs extrémités quand elles sont pointues ; s'ils sont trop aigus, ils se rompent ; s'ils ont des angles trop obtus ils entrent bien plus difficilement. L'angle du biseau est de 90°, si la matière à diviser est très dure ; l'angle est moins ouvert quand la matière est moins dure. La quantité de travail absorbée par les frottements augmente à mesure que l'angle du coin devient plus aigu, ce que l'on verra facilement, mais on la diminue en faisant diminuer f, c'est-à-dire en donnant du poli aux outils et en frottant les tranchants avec des matières grasses.

42. *Pendule simple.* — Un pendule n'est généralement qu'un fil à plomb attaché par une de ses extrémités à un point fixe, et dont l'autre extrémité supporte un corps pesant. On donne ordinairement à ce corps la forme d'une lentille pour diminuer l'influence de l'air qui affaiblit continuellement son mouvement.

Deux pendules sont semblables lorsque ayant des longueurs différentes ils sont semblablement écartés.

Dans deux lieux différents de la terre où l'intensité de la gravité est g et g', si on fait osciller deux pendules semblables dont les longueurs sont r et r', on trouve que les temps T, T' de ces oscillations, sont entre eux comme les produits des racines carrées du rapport de leurs longueurs et du rapport inverse des valeurs de la gravité dans ces deux endroits, c'est-à-dire qu'on a $\frac{T}{T'} = \sqrt{\frac{g'}{g}} \times \sqrt{\frac{r}{r'}}$

Si l'on fait osciller les deux pendules dans le même lieu, comme l'intensité de la gravité est alors la même, on a $g = g'$, et alors $\frac{T}{T'} = \sqrt{\frac{r}{r'}}$, ou $T : T' :: \sqrt{r} : \sqrt{r'}$

Enfin si les longueurs des pendules sont les mêmes et qu'ils soient placés en deux lieux différents, alors $r = r'$, et la formule devient $\frac{T}{T'} = \sqrt{\frac{g'}{g}}$, ou $T : T' :: \sqrt{g'} : \sqrt{g}$.

On démontre encore que quand on fait faire au pendule de petites oscillations, la durée T d'une oscillation est exprimée par $T = \pi \sqrt{\frac{r}{g}}$. Cette formule nous donne le moyen de trouver l'intensité de la pesanteur dans un lieu de la terre. À Paris, par exemple, la longueur du pendule qui bat les secondes $= 0^m,994$, donc $T = 1''$, $r = 0,994$; nous savons que $\pi = 3,1416$, on a donc $1'' = 3,1416 \times \sqrt{\frac{0,974}{g}}$, d'où $g = 9^m,81$, ce que nous savons.

Si on voulait avoir cette intensité dans un autre lieu de la terre, on prendrait un pendule auquel on donnerait la même longueur que celui qui bat les secondes à Paris, c'est-à-dire $0^m,994$, on le ferait osciller pendant 8 ou 10 minutes, et en divisant ce temps par le nombre d'oscillations, on aurait la durée T' d'une oscillation, et dans ce cas on ferait $T : T' :: \sqrt{g'} : \sqrt{g}$, ou $T^2 : T'^2 :: g' : g$. Nous connaissons T', $T = 1''$, $g = 9^m,81$, donc l'intensité cherchée $g' = g \times \frac{T^2}{T'^2} = \frac{9^m,81}{T'^2}$, serait connue.

Si on voulait avoir la longueur du pendule qui bat les secondes dans un lieu donné quand on a cette longueur à Paris, $1 = \frac{T}{T'} = \sqrt{\frac{g'}{g}} \times \sqrt{\frac{r}{r'}}$, d'où $\sqrt{r'} = \frac{\sqrt{g'} \times \sqrt{r}}{\sqrt{g}}$, ou $r' = \frac{g' \times r}{g} = \frac{g' \times 0,994}{9^m,81}$, on déterminerait g' comme nous venons de le dire.

Enfin si dans ce même lieu on voulait avoir la longueur

du pendule qui bat les demi-secondes, on ferait la proportion $T : T' :: \sqrt{r} : \sqrt{r'}$, ou $T^2 : T'^2 :: r : r'$; $T' = 1''$, $T = \frac{1}{2}$ seconde, nous venons de trouver r', on aura donc r.

Le pendule composé est celui dont on se sert dans la pratique; il consiste dans une tige et un corps pesant qui y est suspendu.

Si M est la masse du corps, D la distance de son centre de gravité au point de suspension A, I son moment d'inertie pris par rapport à l'axe horizontal A, on trouve que la durée d'une oscillation, lorsquelle est petite, est $T = \pi \sqrt{\frac{I}{M \times D \times g}}$. (*Fig.* 26).

Quand on veut déterminer la longueur du pendule simple qui oscille comme le pendule composé, on égale cette valeur de T à celle qui est relative au pendule simple, et l'on a $\pi \sqrt{\frac{I}{M \times D \times g}} = \pi \sqrt{\frac{r}{g}}$, d'où $r = \frac{I}{M.D}$. Si on porte cette valeur de A en O, le point O sera le centre d'oscillation.

Si I' est le moment d'inertie pris par rapport à l'axe passant par le centre de gravité G, et parallèle à l'axe passant par A, le moment d'inertie $I = I' + MD^2$ (n° 10); donc r, ou $AO = \frac{I' + MD^2}{MD} = D + \frac{I'}{MD}$, il n'y aurait donc, dans ce cas, qu'à porter la valeur $\frac{I'}{M.D}$ de G en O, pour avoir le centre d'oscillation, ou le point O du pendule composé qui oscille comme le pendule simple. (*Fig.* 26).

Si le corps B C D, reçoit par un choc un mouvement de rotation autour de l'axe A, chaque petite partie du corps développe une force d'inertie; la résultante de toutes ces forces passe par un point dont la distance à l'axe de rotation,

ou A O, est aussi exprimée par $\frac{I}{MD}$, toutes ces lettres ayant les mêmes dénominations que ci-dessus, ce qui veut dire que le centre de percussion se confond avec le centre d'oscillation. Ce point jouit de la propriété que quand une force lui est appliquée, le corps se meut comme s'il était libre et sans que l'axe éprouve aucune pression. Faites tourner une barre dans la main et supposez qu'elle rencontre un obstacle dans un point qui ne soit pas celui de percussion, vous éprouverez un contre-coup dans la main, tandis qu'on n'éprouve aucune sensation si la barre est choquée par son point de percussion. D'après cela si le point choqué d'un marteau de forge qui frappe sur l'enclume, ne répondait pas au centre de percussion, il en résulterait une secousse sur l'axe de rotation.

De la valeur $r = \frac{I}{MD}$, il est facile d'avoir le moment d'inertie d'un corps pris par rapport à l'axe A de suspension; car il est facile de connaître r, M, D. Nous savons d'abord que $M = \frac{P}{g}$ (n° 2). Pour avoir r, on fait osciller le corps pendant s secondes, et si pendant ce temps il fait n oscillation, la durée d'une oscillation sera $\frac{s}{n}$, et l'équation $\frac{s}{n} = \pi \sqrt{\frac{r}{g}}$, nous donnera $r = \frac{s^2}{n^2} \cdot \frac{g}{\pi^2}$. On peut encore trouver $AO = r$, en observant que dans un même lieu, on a $T : T' :: \sqrt{r} : \sqrt{r'}$, ou $T^2 : T'^2 :: r : r'$; si r' est la longueur du pendule à secondes dans l'endroit où l'on est, on aura $r' : r :: (1)^2 : \frac{s^2}{n^2}$, d'où $r = r' \frac{n^2}{s^2}$.

Enfin, pour avoir D ou la distance du centre de gravité du corps à l'axe de suspension A; on soulève ce corps au moyen du poids F, comme la figure l'indique, et l'on a

$AG \times P = F \times AM$, d'où $AG = D = \frac{F \times AM}{P}$. *(Fig. 27.)*

43. *Pression des pilons contre leurs prisons.* — Quand un pilon est soulevé, il tend à tourner autour de son centre de gravité, et il y a pression en a et en b; ces deux pressions sont égales entre elles, et chaque pression est au poids du pilon comme la longueur $a'b'$ du mentonnet est à l'intervalle ab des prisons. *(Fig. 28.)*

RÉSUMÉ DES PRINCIPES RELATIFS AUX ENGRENAGES.

44. *Rayons primitifs des roues. Circonférences primitives.* — Deux roues de rayons égaux qui se conduisent par contact, tournent avec la même vitesse angulaire; car lorsque l'une aura fait un tour, l'autre l'aura fait aussi.

Si les roues ont des rayons inégaux, leurs vitesses de rotation sont en raison inverse de ces rayons. En effet, les arcs développés dans le même temps sont égaux, si donc R et r sont des rayons de ces roues, V_1 et v_1 les vitesses à l'unité de distance, ou vitesses angulaires, les arcs développés dans le même temps seront $V_1 R$ et $v_1 r$, et l'on aura $R : r :: v_1 : V_1$. La ligne CC' se nomme ligne des centres. Elle doit être partagée en parties réciproquement proportionnelles aux vitesses angulaires ou aux nombres de tours que ces roues doivent faire dans un certain temps; de cette manière, les roues se transmettront le mouvement dans un rapport donné. Ainsi, si on veut, par exemple, que la roue r fasse deux tours pendant que la roue R en fera un, il faudra que r soit la moitié de R. Les lignes $CT = r$, et $C'T = R$, qui sont réciproquement proportionnelles aux nombres de tours, sont les rayons primitifs, et les circonférences qu'ils décrivent sont les circonférences primitives. *(Fig. 29.)*

Les dents ne sont pas placées sur les circonférences pri-

mitives; mais sur des couronnes $p'' q'' r''$ et $p''' q''' r'''$. Le flanc de la dent est la partie qui est au-dessous de ces circonférences primitives; et l'on nomme face celle qui est au-dessus. On mesure l'épaisseur des dents sur les circonférences primitives. L'intervalle entre deux dents se nomme le creux, et le pas de la dent est la somme de l'épaisseur et du creux, ou la distance du milieu d'une dent au milieu de sa consécutive.

L'épaisseur de la dent se trouvera comme nous l'indiquerons plus loin; nous donnerons aussi le jeu qui doit exister entre les dents; on aura donc le creux et par suite le pas; en divisant donc la circonférence primitive $2\pi R$ par le pas, on aura le nombre de dents $N = \frac{2\pi R}{\text{pas}}$, d'où l'arc qui mesure le pas $= \frac{2\pi R}{N}$, et la corde qui mesure cet arc, qui est toujours petit, est donnée, en représentant $\frac{2\pi r}{N}$ par z, par $z\left\{1 - \frac{1}{24} \times \frac{z^2}{r^2}\right\}$. On fera en sorte que le nombre de dents soit entier et qu'il soit divisible par le nombre de bras, et pour cela on prendra un nombre un peu au-dessous de celui N qu'on aura trouvé et qui satisfera à cette condition. Par exemple, si le rayon primitif $R = 1^{m}$, et le pas $= 0^{m},13$, le nombre de dents $N = \frac{2\pi R}{\text{pas}} = \frac{6,28}{0,13} = 48,31$; si nous donnons quatre bras, nous prendrons seulement $N = 48$, et si le rapport du nombre de dents, ou du nombre de tours, est quatre, c'est-à-dire si la roue fait un tour pendant que le pignon en fera quatre, le nombre de dents N' du pignon sera $\frac{N}{N'} = 4$, d'où $N' = \frac{48}{4} = 12$.

Quand les axes des roues ne sont pas parallèles, mais sont dans un même plan et font un certain angle, les roues ne peuvent plus avoir la forme cylindrique; on leur donne alors

une forme conique, et sont appelées roues coniques, roues d'angle. Pour que ces roues se transmettent le mouvement dans un rapport donné, la position des axes étant déterminée, on leur mène des parallèles $a b$, $a' b'$, à des distances qui sont dans ce rapport; et leur intersection détermine le point de contact C des couronnes; les perpendiculaires C O, C N sont les rayons primitifs. (*Fig.* 30.)

Voici la méthode générale pour tracer les dents des roues.

Pour que les engrenages soient bien déterminés, il faut que les dents des roues se touchent en un seul point, ou soient en tangence quand elles sont en prise, et il faut que le mouvement d'une roue se transmette à l'autre dans un rapport donné. Ainsi, il faut que la courbe $a m b$ d'une dent touche constamment, et en un seul point, la courbe correspondante $a m''$ de l'autre dent pendant que les deux cercles c et c' tournent ensemble, ou ce qui est la même chose, pendant que le cercle c tourne autour de c' supposé fixe, en tournant sur lui-même. On remarque dans ce mouvement que les normales communes aux deux dents passent toujours par le point de contact des deux circonférences primitives, ce qui donne le moyen de tracer les dents.

Soit $a'' T b''$ la courbe qu'on veut donner à une dent du cercle c, et $a m b$ la même courbe éloignée de l'autre de T m égal au pas de l'engrenage; il s'agit de tracer la dent de la roue c' qui correspond à $a m b$. c et c' sont les circonférences primitives des roues. (*Fig.* 31.)

Faisons $T m'' = T m$, et divisons ces deux arcs égaux au pas en quatre parties, par exemple; $T o$, $o o'$, $o' o''$, $o'' m$ seront les divisions de l'un, et $T q$, $q q'$, $q' q''$, $q'' m''$ les divisions de l'autre. Du point T comme centre, décrivons un arc de cercle avec la plus courte distance de ce point T à la courbe $a m b$, c'est-à-dire avec une distance telle que l'arc décrit touche seulement la courbe $a m b$ sans la couper. Décrivons du même point q un autre arc de cercle avec la

plus courte distance du point o à la courbe amb. Après du point q' un troisième arc de cercle, toujours avec la plus courte distance de o', à la courbe amb, et ainsi de suite. L'enveloppe à tous les arcs de cercle ainsi obtenus, qui doit passer par le point m'', sera la courbe de la dent de la roue c' qui doit être en contact avec amb.

Dans la pratique, on peut se contenter de la construction suivante : on cherche avec le compas la plus courte distance T u du point de contact T à la courbe donnée aub, on fait également T u = T u' = au pas de la dent ; on joint les deux points u et u', et du milieu o on élève le perpendiculaire on qui rencontre la circonférence primitive c' en n, et l'arc décrit de ce point avec un rayon $u'n = un$, sera la courbe de la dent du cercle c' suffisamment exacte. Tout ceci repose, comme on le voit, sur le principe ci-dessus, que la normale aux deux courbes passe par le point de contact des circonférences primitives. (*Fig.* 29.)

La courbe aub, qu'on s'est donnée sur la roue c pour en déduire celle de la dent qui lui correspond sur l'autre cercle c', est ce qu'on nomme courbe génératrice. Elle peut être un cercle dont le centre est sur la circonférence primitive, comme A ; ou une droite dirigée au centre de cette circonférence, comme BC, ou une développante comme dd' qui est engendrée par l'extrémité d'un fil tendu qui se déroule le long de la circonférence c'. On trace cette développante de la manière suivante : on divise la circonférence c en un très grand nombre de parties égales, et on mène par chaque point de division, des tangentes égales en longueur à la somme des divisions comprises entre le point de contact et le premier point de la courbe développante ; la ligne qui passe par les extrémités de ces tangentes est la courbe cherchée. (*Fig.* 31). En se donnant donc une de ces lignes génératrices on trouvera par la méthode générale exposée, les dents correspondantes de l'autre roue.

Proposons-nous, par exemple, de tracer les dents d'une

roue qui conduit une lanterne ; ici la génératrice est un cercle. On commencera par tracer les fuseaux et l'on placera l'un de ces fuseaux sur la ligne des centres comme on le voit sur la *Fig.* 32. Si T*t* est le pas de la roue C', T étant la racine de la dent qui doit saisir le fuseau, *t* sera la racine de la dent suivante. T*a* étant la plus courte distance du point T au cercle générateur *abc*, on joindra comme nous l'avons dit ci-dessus, le point *a* avec le point *t*, on élèvera sur le milieu de *at* la perpendiculaire *de*, et du point *e* comme centre avec un rayon $et = ea$, on décrira l'arc de cercle *tha* qui sera la courbe de dent qui doit conduire le fuseau ; cette dent sera limitée par un arc décrit du point C' comme centre avec un rayon C'*a*. On termine la dent au dedans de la circonférence primitive par un creux où les fuseaux puissent se loger et dont la courbure est arbitraire. Les fuseaux ne doivent avoir que la longueur nécessaire pour le jeu des dents entre les plateaux qui terminent la lanterne.

Si on supposait le rayon de la lanterne infini on aurait le cas d'une crémaillère droite avec fuseaux cylindriques ; la ligne sur laquelle se trouverait le centre de tous les fuseaux serait la ligne primitive de la crémaillère. Dans ce cas la courbe de la dent serait engendrée par le mouvement de la droite primitive de la crémaillère autour de la circonférence primitive de la roue, et serait par conséquent une développante. Si la crémaillère conduisait la lanterne la courbe des dents de cette crémaillère serait engendrée par le mouvement d'une circonférence sur une droite, et cette courbe que l'on trouverait toujours par la méthode indiquée, porte le nom de *cycloïde* ; car on appelle ainsi une droite engendrée par un point d'une circonférence qui roule sur une droite.

Construction de l'engrenage d'une vis sans fin et d'une roue. Traçons d'abord l'hélice. Soit *dd'* le pas de la vis, divisons ce pas et la circonférence extérieure de la vis, en huit parties égales, par exemple. Des points de division *r'*, *r''*..., menons les horizontales *r' t'*, *r'' t''*..., et élevons des

verticales sur les points de division de la circonférence extérieure ; elles iront rencontrer les horizontales passant par les points correspondants. L'on réunira les points de rencontre p, a', q, c'... et l'on aura l'hélice passant par le point a du carré $a\,b\,c\,d$ générateur de la vis.

Après avoir tracé la développante $x\,v'$ (n° 44), passant par le point x, on mène par ce point une droite faisant avec $d\,t$ un angle égal à celui que la tangente à l'hélice fait avec la verticale, et pour cela on porte sur l'horizontale $s\,z$, la demi-circonférence extérieure de la vis ; développée de s en z' et on joint le point z' à x. On porte ensuite à droite et à gauche de ce point x sur l'horizontale $o\,o'$ de x en m' et en m, la moitié de l'épaisseur $l'\,l''$ de la roue. Par les points m, m', on élève les perpendiculaires $m\,n$, $m'\,n'$, et par les points de rencontre n, n', avec la droite $z'\,x$, on mène à $m\,m'$, les parallèles $n\,v$ et $n'\,y$ qui rencontrent le cercle primitif, aux points v et y ; par ces points on mène deux courbes parallèles à la développante $x\,v'$, et on a la forme de la dent. On limite les dents en décrivant du point o avec un rayon un peu plus grand que la distance de ce point au point k', un arc de cercle $k''\,o''$ (*Fig.* 23).

Les dents des pignons sont des prismes terminés sur les côtés par deux rayons et extérieurement à la circonférence primitive par une courbe. Le tracé se fait encore par la méthode générale et en remplissant toujours la condition que les dents ne doivent commencer à se pousser qu'à partir de la ligne des centres, ce qui est essentiel pour éviter les arboutements. Ainsi CC' étant la ligne des centres, on la divisera au point T, en parties réciproquement proportionnelles aux nombres de tours ; on divisera les circonférences primitives en parties égales au moyen de la corde obtenue comme nous l'avons indiqué ; et en partant de T, on portera sur les circonférences primitives l'épaisseur des dents et des points qui donnent cette épaisseur. On mènera des rayons. L'action d'une dent sur l'autre ne commencera qu'à partir

de la ligne des centres, et les saillies devront être telles que chaque dent ne doit cesser de conduire celle qui lui correspond que lorsque les deux suivantes se trouveront sur la ligne des centres. Aussi on les terminera comme on l'a dit ci-dessus pour les dents qui engrènent avec les fuseaux de la lanterne. La courbure de la dent, au-dessus de la circonférence primitive ayant été déterminée par la méthode exposée, on tracera toutes les dents avec la même courbure et des deux côtés.

On passe de même, comme précédemment, au cas d'une crémaillère en supposant infini le rayon du cercle primitif du pignon C, les flancs de chaque dent de la crémaillère deviennent alors perpendiculaires à la direction de la crémaillère, et les dents se terminent à la ligne primitive A B. Le cercle primitif de la roue C est tangent à A B, et les dents sont des développantes comme nous l'avons déjà dit ailleurs.

Appliquons ceci au tracé de la came d'un pilon. Soit *abc* la circonférence primitive de l'arbre où sont fixées les cames, et A B la verticale qui est décrite par l'extrémité *c* du mentonnet et qui est tangente à la circonférence primitive *c*. Quand le point T de la circonférence primitive décrit un certain chemin, le même point T du mentonnet fait absolument le même chemin, on a donc T*i* = T*i'*. Divisons ces deux lignes en un certain nombre de parties égales; du point T avec le rayon T*i* on décrira un arc; du point *d'* avec le rayon *h*T on décrira un second petit arc; du point *e'* avec le rayon *g* T = *ei* on décrira un troisième petit arc, et ainsi de suite. L'enveloppe de tous ces petits arcs, ou la courbe *ii'*, sera la développante de la circonférence primitive, ou la forme qu'on devra donner à la came pour que le mouvement de l'arbre se transmette uniformément. Nous employons toujours, comme l'on voit, pour le tracé, la méthode générale exposée. (*Fig.* 33).

Si la came devait conduire un levier mobile autour de l'axe C, on diviserait la ligne des centres CC' au point T,

en parties réciproquement proportionnelles aux vitesses de rotation du levier et de l'arbre, ce qui donnerait les rayons C'T et CT pour les rayons des circonférences primitives avec lesquels on décrirait les arcs T a et T a'. Si ces arcs représentent l'un T a', la course de l'arbre pendant que l'extrémité du levier décrit l'arc T a pour arriver au point le plus bas, on divisera ces deux arcs en quatre parties, par exemple, et toujours conformément à la méthode générale du tracé, des points T, 1, 2, etc., comme centres avec les rayons T a, T 3, T 2, etc. On trace de petits arcs dont l'enveloppe donne la forme que doit avoir la came pour transmettre le mouvement uniforme du levier. Ceci s'applique aux cames qui soulèvent les marteaux frontaux, les foulons, etc., et dans ces cas la came conduit assez longtemps. (*Fig.* 34).

La forme de la came est indifférente, quand, comme dans les marteaux de forge, elle doit rester très peu de temps en contact, le choc détruisant alors la régularité du mouvement il est inutile de le rendre uniforme.

Si on veut éviter le choc, on tracera les cames de la manière suivante : soit DC la position du manche d'un foulon et D'C celle où il arrive quand le maillet s'élève. Élevons une perpendiculaire FA sur l'extrémité de ce manche. FG étant l'épaisseur de la came et AG le rayon que nous voulons donner à l'arbre, en décrivant du point A la circonférence GPQ, nous aurons la position de l'arbre. En abaissant la perpendiculaire A'B sur la seconde position du manche, le point B sera celui où la came échappe au manche. On le rapportera sur le prolongement de QA, et les points G et E seront deux points de la came que l'on réunira par une courbe EG. D'après ce tracé la came et le manche du maillet se prendront et se quitteront tangentiellement à la direction du mouvement de l'arbre (*Fig.* 35). Ce tracé s'emploierait encore si on voulait soulever un pilon sans choc.

Le tracé des engrenages des roues coniques se ramène facilement au cas des engrenages cylindres.

Soient G M et G L la position des axes de deux roues coniques. Supposons que la plus grande A B C S R D de ces roues fasse un tour pendant que la seconde B F E K I C en fait deux, le rayon du cercle primitif de la première roue sera le double de l'autre. D'un point quelconque P de l'axe G M, élevons une perpendiculaire P P′ à laquelle nous donnerons une longueur double de celle que nous donnons à la perpendiculaire Q Q′ élevée en un point quelconque de l'axe G L. Par les points P et Q′, menons les parallèles P′ a, Q′ a' aux axes G M et G L ; ces deux lignes se couperont en un point C que l'on joindra à G ; les deux cônes se toucheront suivant la ligne B C ; les perpendiculaires C N et C O abaissées du point C sur les axes seront les rayons primitifs ; A B C D et B F E C, sont les couronnes ou jantes qui portent les dents ou fuseaux ; elles sont terminées par d'autres surfaces coniques D R S C, C I K E dont les sommets M, L sont sur les axes G M et G L et dont les arêtes S C et C I sont sur la perpendiculaire M L à G C passant par le point C. Ceci posé, du point M avec les rayons M C et M S décrivons deux arcs de cercle C V et S R, et du point L avec les rayons L C et L I, décrivons les arcs G H, I T, on aura le développement des surfaces des cônes D C S R et C E K I ; C V et C H qui remplacent les cercles D C et C E, sont devenus les cercles primitifs de deux roues planes sur lesquels on tracera les dents par la méthode connue, on aura ainsi le profil que l'on appliquera contre D C, les circonférences primitives C V et C H se confondront avec les circonférences C D et C E. On fera la même opération à l'égard de A B et B F et l'on aura le profil du haut. Les saillies des dents sur la circonférence D C et C E seront représentées par D g et E h. (*Fig.* 30).

Dimensions des dents. — On peut calculer les dimensions des dents des roues au moyen de la formule qu'on

trouvera à la fin de l'ouvrage, et qui est relative à la flexion d'une pièce encastrée par un bout quand une force agit sur son autre extrémité. Quant à l'effort qui agit sur les dents d'une roue on l'obtient en divisant le travail transmis à la circonférence de la roue par la vitesse de cette circonférence, et le travail transmis se trouvera toujours pour chaque roue d'engrenage, en partant du travail moteur et en établissant les équations de mouvement par rapport à chaque axe. Nous nous contenterons donc de faire connaître ici, pour finir cet article sur les engrenages, les dimensions que l'on donne ordinairement dans la pratique.

Pour les machines de quarante à cinquante chevaux, on donne à présent aux dents 6 centimètres d'épaisseur et jusqu'à 25 à 30 centimètres de largeur; 2 et 3 centimètres d'épaisseur sur 12 à 16 centimètres de largeur pour les machines de la force de dix à douze chevaux; et pour plus de commodité on fait les dents de bois de même épaisseur que celle des dents de fonte.

D'après ces données on voit que la largeur des dents est quatre à cinq fois leur épaisseur. Quant à la saillie on la détermine en faisant arriver deux dents sur la ligne des centres, et on enlève ce qui excède le contact des deux dents suivantes. Cette saillie est environ une fois et demie l'épaisseur à partir de la circonférence primitive.

On doit concevoir du reste que plus il y a de saillie plus il faudrait donner d'épaisseur à la dent parce que le bras de levier est plus grand.

Le jeu qu'on doit laisser entre les dents est $\frac{1}{12}$ de l'épaisseur de ces dents quand les roues sont très bien faites et $\frac{1}{6}$ quand elles sont moins soignées. On pourra à présent déterminer le pas de la dent et par suite, le nombre de dents qu'une roue doit avoir comme nous l'avons indiqué.

Le pas des dents doit être le même dans les deux roues qui engrènent ensemble, autrement les dents se gêneraient réciproquement. D'après cette condition il résulte évidemment que les nombres de dents de deux roues sont proportionnels aux diamètres des circonférences primitives.

Chaque dent doit être terminée symétriquement par deux courbes semblables afin que chaque roue puisse conduire et être conduite.

Quand les fuseaux et les dents sont de même substance, le diamètre des premiers doit être $\frac{4}{3}$ à $\frac{5}{3}$ de l'épaisseur des dents.

On a observé que l'usure des dents en fonte des petites roues, est de 3 à 5 millimètres pour six ans d'un travail de 12 à 18 heures par jour, et que les dents en bois des grandes roues qui engrenaient avec ces petites dents en fonte ne s'usaient guères plus vite; aussi on conseille d'augmenter l'épaisseur des dents données par les formules, de celle de l'usure.

Détermination du nombre de tours des roues. — On emploiera la formule $N' \times p = N'' \times p'$, dans laquelle p est le produit de tous les nombres de dents des circonférences menées, ou le produit des diamètres $= d \times d' \times d''$; p' le produit de tous les nombres des dents des circonférences motrices ou celui de leurs diamètres $= D \times D' \times D''$; N' le nombre de tours de la dernière circonférence menée; et N'' le nombre de tours que fait dans le même temps la première circonférence motrice. Ainsi si nous avons deux rouets et deux lanternes, que les rouets aient 48 et 36 dents et les lanternes 6 et 9 fuseaux, $p' = 48 \times 36 = 1728$, $p = 6 \times 9 = 54$, donc $\frac{N'}{N''} = \frac{1728}{54} = 32$; c'est-à-dire que la dernière lanterne fera 32 tours pendant que le premier rouet en fera un.

45. *Diamètres des tourillons pour résister à la flexion.* —D'après M. Roberston Buchanan (notes de Navier), M étant le poids d'une roue et de son arbre exprimé en kilogrammes, et d le diamètre du tourillon exprimé en centimètres, ce diamètre est donné par la formule $d = \sqrt[3]{1,458 \, M}$, si le tourillon est en fer fondu. Cette formule suppose l'effort M également réparti entre les 2 tourillons, et alors chacun d'eux en supporte la moitié. Si cela n'était pas il faudrait chercher la pression sur chaque tourillon (n°. 27) et substituer à la place de M, le double de chaque pression trouvée.

La longueur des tourillons n'influe en rien sur le frottement, cependant elle n'est pas indifférente pour la résistance à la rupture. D'après Tredgold, la longueur d'un tourillon doit être les 0,85 de son diamètre.

On estime que les résistances des tourillons en fonte et en fer forgé, sont à peu près dans le rapport de 9 à 14; ainsi pour avoir le diamètre en fer forgé on se servira de la formule $d = \sqrt[3]{1,458\left(\frac{9}{14}M\right)}$.

D'après Tredgold, le diamètre d'un tourillon se trouve par la formule $d = \sqrt{\frac{N}{60}}$, dans laquelle N est la pression qu'éprouve le tourillon en kilogrammes, et d le diamètre de ce tourillon exprimé en centimètres; on y ajoute $\frac{1}{8}$ pour l'usure. Ceci s'applique au fer forgé.

Diamètre des tourillons pour résister à la torsion. — La force motrice agissant tangentiellement à la roue, entraîne l'arbre, et celui-ci le tourillon, et comme ce tourillon est retenu contre sa crapaudine par le frottement, il doit tendre à se tordre.

Si on désigne par A la quantité de travail transmise à la roue dans une minute, n le nombre de tours que l'axe fait dans le même temps, d le diamètre du tourillon exprimé en



centimètres et K un coefficient constant déterminé par l'expérience, on a $d = \sqrt[3]{K.\frac{A}{n}}$ pour un tourillon en fonte. On prendra K = 2, 4, K = 1, 2 et K = 0, 6, 1°. pour les tourillons des axes des volants des machines à vapeur où la puissance est modérée; 2°. pour les tourillons des axes des roues à eau ou autres qui supportent une charge considérable; 3°. pour les parties intérieures des moulins.

Pour un tourillon en fer forgé, on prendra la formule $d = \sqrt[3]{K.\frac{9}{14}.\frac{A}{n}}$. On donnera au tourillon un diamètre égal à la plus grande des valeurs obtenues dans les deux cas.

Autres formules. — D'après M. Poncelet, le rayon que doit avoir un tourillon pour résister à la flexion, est donné par $r = \sqrt[3]{\frac{6,80. N}{\pi R}}$, N étant la pression qu'il éprouve (n° 27) et R le coefficient de résistance qui est donné par le tableau K; mais on prendra un nombre rond R = 8000000 pour la fonte au lieu de 7355000, et R = 14000000 au lieu de 13710000, pour le fer forgé. Pour résister à la torsion le rayon est donné par $r = \sqrt[3]{\frac{2 F K}{\pi T}}$, F étant une composante de la puissance décomposée en deux autres situées dans un plan perpendiculaire à l'axe, passant par le collet de chaque tourillon, K la grandeur du rayon de la roue et T le coefficient de résistance. Nous prendrons également un nombre rond pour T; ou nous ferons T = 8000000 pour la fonte douce au lieu de 8600000 du tableau, et T = 20000000 pour le fer forgé, au lieu de 20037000.

J'ai remarqué dans mes calculs et d'après les tourillons existants, que ces formules et celles de M. Roberston Bu-

chanan, donnaient des diamètres un peu forts, et qu'on pouvait fort bien non seulement se passer d'ajouter le sixième du diamètre trouvé pour l'usure, mais encore diminuer le diamètre donné par la formule, de $\frac{1}{6}$ au moins. La formule de Tredgold conduit à des résultats qui s'accordent très bien avec les diamètres des tourillons de quelques usines que j'ai calculées. On pourrait aussi s'en servir pour la fonte en ayant égard au rapport de 9 à 14; ou en employant la formule $\sqrt{\frac{14}{9} \cdot \frac{N}{60}}$.

46. *De la grosseur des arbres en fonte.* — d étant le diamètre d'un tourillon calculé d'après la méthode de M. Roberston, et l la longueur de cet arbre, si cette longueur ne surpasse pas $12\, d$, on donnera à cet arbre une forme carrée et une grosseur égale à d. Si l est plus grand que $12\, d$, on donnera au milieu de sa longueur, si la force y agit, une grosseur $= d\sqrt[3]{\frac{l}{12\, d}}$ pour que l'arbre résiste à la rupture, et une grosseur $= d\left(\frac{l}{12\, d}\right)^{\frac{1}{4}}$ pour qu'il résiste à la flexion.

Si l'arbre n'est pas chargé à son milieu, on déterminera l'effort exercé sur chaque tourillon (n° 27), et le diamètre que chacun d'eux devra avoir. Si d est le diamètre ainsi calculé et l sa distance au point d'application de la charge, on donnera à l'arbre sur toute l'étendue l; une grosseur égale à d si l ne surpasse pas $6\, d$; et si l est plus grand que $6\, d$ on lui donnera la même force en donnant à l'endroit où la charge est appliquée, une grosseur $= d \sqrt[3]{\frac{l}{6\, d}}$, et on lui conservera la même roideur en donnant au même endroit une grosseur $= d\sqrt[4]{\left(\frac{l}{6\, d}\right)^3}$.

Grosseur des arbres en bois. — D'après M. Roberston

Buchanan, la résistance du chêne à la rupture, à dimensions égales, est le $\frac{1}{4}$ de celle de la fonte, et celle du sapin en est le $\frac{1}{5,5}$ Ainsi après avoir calculé la grosseur à donner à un arbre en fonte, au point d'application de la charge, il faudra l'augmenter dans le rapport de $\sqrt[3]{4} : 1$ pour un arbre de chêne, et dans le rapport de $\sqrt[3]{5,5} : 1$ pour un arbre en sapin.

Autres formules. — D'après M. Poncelet, le rayon d'un arbre est donné par $r = \sqrt[3]{\frac{4 P.L}{\pi R}}$ quand il doit résister à la flexion ; L est la longueur de l'arbre, R le coëfficient de résistance qui est = 700000 pour le chêne = 8000000 pour la fonte et = 14000000 pour le fer forgé. P est la moitié de la charge que supporte l'arbre à son milieu. Pour connaître cette charge on décompose en deux le poids de chaque pièce montée sur l'arbre, l'une appliquée au tourillon le plus voisin et l'autre passant au milieu de l'arbre ; la somme de toutes les composantes qui passent au milieu de l'arbre sera ajoutée à son poids et on aura la charge totale dont la moitié = P.

Si l'arbre était creux, r' étant le rayon du creux, on aurait $r = \sqrt[3]{\frac{4 PL + 2 \pi r'^3}{\pi R}}$,

Quand l'arbre doit résister à la torsion ; le rayon $r = \sqrt[3]{\frac{2 F \times K}{T \pi}}$, F étant la puissance qui agit sur la roue, K son rayon et T le coëfficient de résistance que la table donne. Si l'arbre était mû par une manivelle, F serait l'effort exercé sur le bout de la manivelle et K la longueur de son bras. Si cette force doit agir verticalement, son bras de levier changeant à tout moment, on doit prendre l'effort moyen ou celui qui en agissant tangentiellement à la circonférence que décrit la manivelle produit dans un demi-tour, ou un tour entier, le même travail. Cet effort serait donné par $F \times 4 R = x \times 2 \pi R$, d'où $x = \frac{2}{3} F$ environ. R étant

la longueur de la manivelle ou le rayon de la circonférence que décrit le point d'action de la force. Si on veut développer sur la manivelle dans chaque révolution un travail ph, l'effort sera $F = \frac{ph}{2\pi R}$. Pour le calcul de la résultante des forces qui agissent autour de l'axe on placerait, dans tous les cas, la force F dans la position la plus défavorable.

47. *Roues.* — On donne ordinairement 3 à 4 bras aux roues en bois d'environ 2 mètres ; on en donne 5 à 6, ou même 8, quand elles sont grandes. On calculera les dimensions du bras au moyen de la formule relative à la résistance d'une pièce de bois ou de fonte quand elle est encastrée par l'une de ses extrémités, comme pour les dents. Quant à l'effort qu'il doit supporter et dont la valeur doit entrer dans la formule, on le détermine en divisant le travail qui doit être transmis à la roue dans une seconde par la vitesse de la circonférence dans le même temps. Si c'est une roue à augets ou de côté, on verra combien il y a de kilogrammes d'eau sur la roue, et ce que chacun peut supporter. On verra plus loin qu'il n'est pas nécessaire de donner les mêmes dimensions à l'extrémité du côté des jantes qu'à l'extrémité du côté du moyeu ; les formules donnent ces dernières.

Tredgold donne le tableau suivant pour une roue d'un mètre de rayon :

Effort tangentiel à la roue en kil.	10	40	80	158	244	336	430	580	730	870
Largeur des rais en centimètres.	4,20	6,00	8,00	8,50	9,70	10,67	11,64	12,12	13,10	13,80
Épaisseur de la nervure en cent.	1,21	2,00	3,00	3,90	4,85	6,30	6,80	8,25	8,73	9,70
Effort tangentiel à la roue en kil.	1100	1210	1500	1750	2200	2300	2660	2840	3220	3500
Largeur des rais en centimètres.	14,50	15,50	16,00	16,50	17,00	17,50	18,00	18,50	19,00	19,50
Épaisseur de la nervure en cent.	10,67	11,64	12,60	13,58	14,06	16,50	17,00	17,85	19,00	19,40

La première ligne donne les efforts tangentiels, la deuxième la largeur la plus grande du milieu du rayon dans le sens du mouvement, la troisième l'épaisseur ou la saillie de la nervure qui fortifie le rayon. Pour une autre roue d'un rayon r, on multipliera les nombres du tableau par $\sqrt{r}$.

Tredgold suppose qu'on donne aux rais une épaisseur perpendiculaire au plan de la roue, égal au tiers de l'épaisseur de la jante, mesurée perpendiculairement à l'axe, et cette dernière ne doit pas être moindre que l'épaisseur des dents; on lui donne aussi assez souvent 5 centimètres pour les roues de 4 à 6 mètres, et 2 ou 3 centimètres pour les petites roues d'un mètre.

VOLANTS.

48. La régularité du mouvement d'une machine est nécessaire, 1°. parce qu'il est tel ouvrage qui demande une vitesse constante au point d'application de la résistance; 2°. parce qu'en raison du jeu qui existe entre les différentes parties qui se meuvent les unes sur les autres, il n'est guère possible que la variation de vitesse se fasse toujours insensiblement, et nous savons (n°. 13) que dans les changements brusques de vitesse, il y a toujours une partie du travail moteur qui est perdue pour le travail utile. Il faut donc tâcher de régulariser le mouvement. On y parvient à l'aide d'un volant qui est une roue en fonte que l'on ajoute à la machine, et qui tourne autour d'un axe horizontal. En effet, supposons que par suite de l'action des forces appliquées à une machine, la vitesse du volant soit successivement v et V; d'après le n° 10, $I(V^2 - v^2)$, ou l'accroissement de force vive de la masse du volant sera égal au double de la quantité de travail P H de ces forces. On aura donc $I(V^2 - v^2) = 2PH$, et comme le moment d'inertie I

du volant $= MR^2$ (n° 10), on aura $MR^2(V^2 - v^2) = 2PH$, d'où $V^2 - v^2 = \frac{2PH}{MR^2}$. Ce qui montre que pour un même travail, les vitesses angulaires v et V différeront d'autant moins, ou que le mouvement de la machine sera d'autant plus régulier que la masse du volant sera grande, et que cette masse sera rejetée loin de l'axe de rotation.

On place le volant près du point d'application de la puissance si on veut régulariser son action, ou près du point d'action de la résistance quand on veut aussi régulariser son mouvement; on le mettrait sur l'axe qui se meut le plus vite s'il y en avait plusieurs dont les vitesses de rotation fussent différentes.

Reste maintenant à connaître le poids qu'il faut lui donner pour produire un effet déterminé, c'est-à-dire pour que sa vitesse ne varie que d'une fraction donnée.

Pour déterminer le poids du volant, il faut considérer que lorsque le mouvement de la machine varie, le volant qui est fixé à l'axe de la roue où est appliquée la puissance ou la résistance, éprouve aussi un accroissement ou une diminution de vitesse; il y a dans une période complète deux positions d'équilibre pour lesquelles le travail instantané de la puissance est égal à celui de la résistance, et ces deux positions correspondent à l'instant où la vitesse est devenue un maximum V ou un minimum v, et si le travail FH dépensé par la puissance et les résistances dans l'intervalle de temps pour lequel la vitesse v s'est accrue et est devenue V, d'après le n° 12, on aura, en représentant par P le poids du volant, $FH = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g}(V^2 - v^2)$, équation qui donnera le poids P du volant.

En désignant par V_1 la vitesse moyenne du volant, ou celle qui répond au régime voulu, si l'on demande que le poids du volant soit tel que la vitesse ne croisse ni ne dé-

croisse de plus d'une fraction donnée $\frac{1}{m}$, la vitesse maximum sera évidemment $V = V_1 + \frac{V_1}{m}$, et la vitesse minimum $v = V_1 - \frac{V_1}{m}$; de ces égalités on tire $V + v = 2 V_1$, $V - v = \frac{2 V_1}{m}$, et $V^2 - v^2 = \frac{4 V_1^2}{m}$. L'équation ci-dessus deviendrait donc $FH = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} \cdot \frac{4 V_1^2}{m}$. Il suffit donc de chercher dans chaque cas le travail F H qui exprime la différence des travaux de la puissance et des résistances développés dans l'intervalle de temps qui s'écoule depuis l'instant où la vitesse du volant est la plus petite et la plus grande.

De cette équation on tire $P = \frac{FH \times 2 g m}{4 V_1^2}$, ce qui nous montre que plus m sera grand et moins la variation de la vitesse sera grande, plus le poids P du volant devra augmenter ; mais alors aussi plus les frottements deviendront grands puisqu'ils sont en raison des pressions. Cette valeur nous montre encore que le poids du volant devra être d'autant plus petit que la vitesse moyenne V_1 du volant sera grande.

On déterminera le poids de l'anneau du volant, pour les manivelles à double effet, au moyen de la formule $P V_1^2 = \frac{4645 \cdot m \cdot N}{n}$, n étant le nombre de tours de la manivelle dans une minute, et N le nombre de chevaux-vapeurs contenus dans le travail moteur.

La vitesse moyenne V_1 du volant étant donnée, on trouvera son rayon au moyen de la formule du n° 3, et les dimensions de son anneau au moyen de la formule

$R^2 2\pi l.e.D = P$, P étant le poids du volant, D la densité de la matière employée, l la largeur de son anneau et e son épaisseur.

Pour les scieries à une lame, et même pour celles à plusieurs lames, on trouve que la formule $P = \frac{30000}{V_1^2}$ donne un poids convenable, et le poids à donner au contre-poids du châssis pendant sa descente, est donné par $p = \frac{65^{kil.}}{r}$, r étant la distance du centre de gravité du contre-poids à l'axe du volant.

Pour les marteaux fronteaux de 300 à 3500kil. (le manche compris), le poids du volant est donné par $P = \frac{20000}{R^2}$, et pour ceux du poids de 4000 à 4900, $P = \frac{30000}{R^2}$, R étant le rayon de la circonférence moyenne.

Dans les laminoirs pour les tôles et l'étirage des fers en barre, le poids du volant est donné par $P = \frac{130000\,N.K}{n\,V_1^2}$, $K = 20, = 25, = 80$; pour les machines de 80 à 100 chevaux, ou de 60, ou de 30 à 40, et n le nombre de tours des cylindres dans une minute.

Pour les filatures, on se servirait de la formule $P\,V_1^2 = \frac{4645.\,m \times N}{n}$, si elles étaient mues par la vapeur, et l'on ferait $m = 30, = 40, m = 60$ dans le cas où l'on voudrait filer les numéros les plus fins. Dans tout autre cas, la règle à suivre serait celle-ci : supposons que le travail moteur ou celui qui fait marcher tous les métiers soit $= N \times 75^{k.m.}$, N exprimant toujours le nombre de chevaux-

vapeurs. Supposons encore qu'il s'arrête $\frac{1}{6}$ de métiers pendant t'', et que le travail mécanique que les autres demandent soit seulement $N' \times 75^{k.m.}$, ce dernier travail serait celui de la résistance, et l'excès du travail moteur sur celui de la résistance, ce que nous avons appelé F H, serait $(N - N')\ 75.\ t''^{k.m.}$; cet excès de travail aurait accéléré la vitesse du volant, et la vitesse v du régime serait devenue V; nous aurions donc $(N - N')\ 75\ t'' = \frac{1}{2}\ \frac{P}{g}\ (V^2 - v^2)$. Et si on veut que la vitesse V n'excède pas celle du régime v, d'un 40e par exemple, on fera $V - v = \frac{1}{40}\ v$, ou $V = \frac{41}{40}\ v = 1{,}025\ v$, $V^2 = 1{,}05\ v^2$; et l'équation qui donnera le poids P du volant sera, $(N - N')\ 75.\ t'' = \frac{1}{2}\ \frac{P}{g}\ (1{,}05\ v^2 - v^2) = \frac{1}{2}\ \frac{P}{g} \times 0{,}05\ v^2$, d'où $P = \frac{2943 \times t'' \times (N - N')}{v^2}$.

RÉGULATEUR A FORCE CENTRIFUGE.

49. Une roue A B est mise en mouvement par la machine et fait tourner l'axe C H; alors, par l'effet de la force centrifuge, les boules P, P' s'écartent, le manchon *a b* s'élève et fait mouvoir le levier F C autour du point G, lequel sert à ouvrir une soupape, ou à fermer ou ouvrir une vanne. On doit concevoir, d'après la valeur de la force centrifuge, que plus le mouvement s'accélérera, plus les boules s'écarteront; s'il se ralentit, ce qui arrive quand les résistances ont de la prépondérance sur la puissance, les boules se rapprochent de l'axe C H, le manchon *a b* descend, et le levier F C tourne en sens contraire autour du point G. (*Fig.* 36.)

Il y a deux conditions à remplir dans l'établissement de ce régulateur. 1° Il faut, pour que la machine marche avec la vitesse de régime qu'on s'est donnée, que les boules demeurent, par rapport au sommet C, à une certaine distance verticale CR (*Fig.* 37), pour que le levier soit dans une position telle, que la soupape, ou la vanne, ne laisse arriver sur le récepteur que le fluide nécessaire pour donner à la machine la vitesse de régime; 2° il faut ensuite, quand le mouvement vient à augmenter ou à diminuer par l'effet des résistances moins grandes ou plus grandes, que la force centrifuge des boules soit capable de régler l'ouverture de la vanne ou de la soupape, destinée à modérer ou à augmenter l'action du moteur, de manière à ramener la vitesse de la machine à celle du régime.

On remplit la première condition en établissant l'équation d'équilibre entre les forces qui sollicitent le pendule, qui sont la pesanteur et la force centrifuge, équation qui conduit à la valeur de $CR = \frac{g}{v_1^2}$, v_1 étant la vitesse angulaire ou celle à l'unité de distance de P et P', et $g = 9,81$.

Quand la vitesse du régime change, il faut que le manchon *ab* (*Fig.* 36) ferme ou ouvre un peu la vanne, ou la soupape; mais il éprouve alors une certaine résistance p facile à évaluer au moyen de poids que l'on emploierait pour produire le même effet, c'est-à-dire pour ouvrir la soupape ou la vanne, et de cette résistance on en conclut le poids des boules P, P', au moyen de la formule $\frac{P}{g} v_1^2 \times CR = P + p . \frac{CD}{CP}$, dans laquelle P est le poids de la boule, v_1 la vitesse angulaire qui est $= \frac{n 2 \pi}{60}$, $CR = \frac{g}{v_1^2}$ et p qui est donnée, ainsi que la longueur CP des tiges où sont fixées

les boules et le côté CD du losange ECDF. Mais comme il n'est pas possible que le régulateur cède instantanément, qu'il s'écoule un certain temps avant que les tiges ne bougent, et que pendant cet instant la vitesse augmente; en admettant que cette vitesse excède la vitesse moyenne de $\frac{1}{10}$, ce qui revient, en la désignant par v_1, à faire $v - v_1 = \frac{1}{10} v_1$, ou $v = \frac{11}{10} v_1$, valeur qui doit être substituée à la place de v, dans la formule ci-dessus, puisqu'on suppose que la résistance p ne se fait sentir que quand la vitesse change et devient $\frac{11}{10} v_1$; cette formule devient $\left(\frac{11}{10}\right)^2 v_1^2 \times \frac{CR}{g} = 1 + \frac{p}{P} \cdot \frac{CD}{CP}$, et comme $CR = \frac{g}{v_1^2}$, ou $\frac{CR}{g} = \frac{1}{v_1^2}$, on trouve enfin $\frac{p}{P} = \frac{21}{100} \cdot \frac{CP}{CD}$.

Dans les machines à vapeur on fait ordinairement $\frac{CP}{CD} = \frac{3}{2}$, d'où $P = 3{,}17\, p$. Si la résistance est de $2^k50 = p$, le poids de chaque boule serait $P = 7^k 875$.

Comme le rapport $\frac{p}{P}$ augmente avec le rapport $\frac{CP}{CD}$, quand la résistance p devient forte, on place le manchon au sommet supérieur du losange, et le point fixe C du régulateur au sommet inférieur. CP ne dépasse guère trois ou quatre fois CD pour que les verges CP et CP′ ne fléchissent pas.

Quand il s'agit d'une vanne, la force centrifuge est seulement employée à soulever le manchon, qui fait mouvoir un levier et celle-ci un manchon à deux griffes, et qui peut glisser sur l'arbre LN que la machine fait mouvoir. Ce man-

chon M engrène avec l'une ou avec l'autre des deux roues Q, R qui sont folles ou qui peuvent tourner sans entraîner l'arbre L N, et celles-ci engrènent avec une troisième roue S, dont l'arbre T ouvre ou ferme la vanne V au moyen du pignon *a* et de la crémaillère *bc*. Lorsque la machine a sa vitesse de régime, le manchon n'embraie dans aucune des roues Q, R, et la roue S ne tourne pas; si la vitesse augmente, une des roues est embrayée, elle tourne alors et fait fermer un peu la vanne; si le mouvement se ralentit, c'est l'autre roue qui est embrayée, et la vanne s'ouvre un peu. (*Fig.* 38.)

Il est facile de déterminer la force qu'il faut employer pour soulever une vanne; car les résistances qu'il y a à considérer sont le frottement de cette vanne contre les montants, son propre poids et la partie de son poids qu'elle perd étant plongée en partie dans l'eau. (N°s 24, 53.)

D'après le n° 52, si l est la largeur de la vanne, h la hauteur du rectangle de la partie plongée, et H la distance du centre de ce rectangle à la surface de l'eau, la pression que supporte la vanne sera imprimée par $l \times h \times \mathrm{H} \times 1000^{k.}$, 1000 étant la densité de l'eau; le frottement sera $f \times l \times h \times \mathrm{H} \times 1000^{k.}$ (n° 24); on prendra $f = 0{,}71$ (pour chêne contre chêne, les surfaces mouillées d'eau et au moment où le mouvement commence). On ajoutera le poids total de la vanne que l'on trouvera comme on l'a indiqué dans le n° 2, et l'on retranchera de cette somme le poids du volume d'eau déplacé qui est égal au volume de la partie plongée de la vanne multiplié par 1000 kil., on aura donc la force totale à vaincre.

Voyons encore comment on peut déterminer l'effort F à exercer sur une manivelle. (*Fig.* 39.)

Nous savons que le frottement des dents est donné par $fQ\pi \frac{m+m'}{m \times m'}$ (n° 31); mais comme une des circonférences est ici une ligne droite, qui peut être considérée comme

une circonférence d'un rayon très grand, le nombre de ses dents sera aussi très grand par rapport à celui de l'autre roue, ce dernier sera donc négligeable, et cette formule peut se réduire à $fQ' \frac{\pi}{m}$. La première équation d'équilibre à établir serait donc

$$Q \times R' = Q' \times r + r' f N + f Q' \frac{\pi}{m} \cdot r, \text{ ou bien}$$

$$Q \times R' = \left(Q' + f Q' \frac{\pi}{m}\right) r + r' f N.$$

Q' est le poids à soulever; m le nombre de dents du pignon a, f sera $= 0,08$ si les surfaces sont huilées, $N = \sqrt{(Q' + P)^2 + Q^2}$, P étant le poids des roues a et b et de l'axe, et on pourra se contenter de déterminer Q pour en introduire sa valeur sous le radical, au moyen de l'équation $Q \times R' = Q' \times r$. La seconde valeur de Q étant ensuite trouvée au moyen de l'équation ci-dessus, on établira la deuxième équation d'équilibre par rapport à l'axe de la roue R, et l'on aura $F \times M = Q \times R + fQ \pi \times \frac{m + m'}{m . m'} + f N r''$ que l'on résoudra comme dans le nº 34.

50. *Quelques considérations relatives à l'établissement des machines.* — Une machine se compose d'un récepteur qui est la première partie qui reçoit l'action directe de la force motrice, d'un outil ou opérateur qui fait l'ouvrage, et de pièces intermédiaires. Ainsi, dans un moulin à farine, par exemple, la roue motrice est le récepteur, la meule est l'outil, et le rouet et la lanterne sont les pièces intermédiaires.

Les machines donnent le moyen de convertir le travail d'un moteur en un ouvrage; nous savons qu'une masse d'eau qui descend d'une certaine hauteur acquiert une force vive dont la moitié est le travail absorbé par l'inertie, et qui est

transmis à la roue qui en est frappée ; celle-ci le transmet à l'outil au moyen des pièces intermédiaires ; mais ce travail ne peut lui être transmis intégralement parce que les résistances nuisibles en absorbent une partie. Ainsi, si $F \times E$ représente le travail moteur, ou celui transmis à la roue, une partie de ce travail que nous désignerons par $f \times e$, sera seulement transmise à l'outil ; le travail moteur devant vaincre le travail utile $f \times e$ et celui des résistances nuisibles, se compose donc des deux. Plus on diminue ce dernier travail, plus le travail utile approche du travail moteur, et plus la machine approche de la perfection. Il est impossible de rendre nul le travail des résistances nuisibles ; mais si on ne peut éviter la perte d'une partie du travail moteur, il faut du moins la rendre la plus petite possible.

La résistance nuisible qui se rencontre toujours dans les machines est celle qu'oppose le frottement ; elle est exprimée par fN (N° 24.) Or, nous savons que f dépend de la nature des surfaces qui frottent l'une contre l'autre, et qu'il diminue avec un enduit de graisse ; il conviendra donc de consulter les tableaux D, E, F pour les différents cas qui pourront se présenter.

Le travail du frottement d'un tourillon est exprimé, dans 1", par $fN\,\frac{n.2\,\pi\,r}{60}$; il diminue avec le rayon ; il faudra donc réduire celui-ci autant que possible sans nuire à sa solidité. Le n° 45 nous donne le moyen de déterminer sa grandeur pour résister à la flexion et à la torsion.

Le travail du frottement diminue encore avec la pression N ; il ne faut donc donner à l'arbre que la grosseur nécessaire pour résister à la flexion (n° 46) ; mais outre le poids de l'arbre et celui des pièces qui y sont énarbées, la pression est encore augmentée par l'action des forces qui agissent sur la roue et sur le rouet ; car (n° 27.) la pression totale est la résultante des poids de l'arbre, de la roue, du rouet et de ces forces. Il est même telle position des pièces

qui peut faire augmenter ou diminuer la résultante. En effet supposons qu'une roue A tourné par l'action d'une force P, et qu'elle engrène dans une roue B. Les forces qui agissent sur l'axe sont ici le poids p de la roue et de son arbre, la force P, la réaction Q des dents de la roue B, et la résultante de ces trois forces $= P + p - Q$, mais si la roue B est placée en C, la réaction Q' des dents de la roue C agissant alors dans le sens de la force P, la résultante sera $P + p + Q'$. Cette pression étant plus grande que l'autre, le frottement sera aussi plus grand. (*Fig.* 40).

Il est facile de voir aussi que si les roues B et C étaient mises en mouvement par la roue A, il n'y aurait que la force P qui agirait sur la roue A et le poids p; car les deux réactions Q et Q' que l'on transporterait parallèlement à elles-mêmes sur l'axe de la roue A pour déterminer la pression totale (n° 27), se détruiraient, puisqu'elles sont égales et directement opposées. Si la roue B était placée en B', par exemple, il faudrait alors chercher la résultante R des deux réactions Q et Q', et ensuite la résultante de R, P et p. (*Fig.* 40).

La pression sur l'axe dépend encore du rapport des rayons R et r. En effet quand il y a équilibre, on a $P \times r = Q \times R$ (n° 19), ou $\frac{P}{Q} = \frac{R}{r}$, d'où l'on voit que plus r s'approchera de R, plus Q s'approchera de P, de sorte que si ces deux rayons étaient égaux, les deux forces P et Q seraient égales. La pression sur l'axe ne serait donc plus due qu'au poids de la roue et de son arbre.

Nous avons vu (n° 31) qu'en agrandissant les rayons des roues on diminuait la réaction Q des deux roues, or cette réaction se porte sur l'axe, donc il y aura d'autant moins de frottement que les diamètres des roues intermédiaires seront plus grands.

Il faut autant que possible diriger l'effort moteur tangentiellement à la ligne décrite par son point d'application afin

qu'il ne se décompose pas et qu'il soit employé tout entier à faire marcher la machine. Il en est de même de la réaction Q de deux pièces quelconques d'une machine qui se transmettent le mouvement.

Le n° 42 nous apprend que l'arbre d'une roue portant des cames destinées à soulever des pilons ou des marteaux de forge, peut être fatigué si le point par où la came agit n'est pas à une distance de l'axe de la roue égale à celle du centre de percussion de cette même roue. Il faut donc remplir cette condition. Par la même raison, il faut que la tête d'un marteau frappe sur l'enclume par son centre de percussion si on veut que ses tourillons ne souffrent pas. Ce centre de percussion peut se trouver par expérience. Il suffit de faire battre le marteau et de changer la position de la tête jusqu'à ce qu'il n'y ait plus d'ébranlement sur l'axe de rotation. On le trouve aussi avec la formule $\frac{I}{M+D}$ ou $D+\frac{I'}{MD}$ (n° 42).

Comme les corps ne sont pas parfaitement élastiques, quand ils éprouvent des chocs ils se compriment et se déforment. Ainsi une partie du travail moteur est employée à comprimer ces corps et est perdue pour l'effet utile.

Les chocs proviennent en général de l'excès de jeu qu'il y a entre les pièces d'une machine, parce qu'alors, quand il se fait un changement de direction dans le mouvement, une pièce frappe sa consécutive avec une vitesse acquise. Il faut donc, pour éviter le choc, qu'il y ait le moins de jeu possible. Il faut aussi que les parties qui se communiquent le mouvement, comme les cames, les mentonnets et les dents des roues, soient tracées de manière qu'elles ne se quittent pas, et que le mouvement change par degré insensible.

Les pilons des moulins à poudre et à huile sont ordinairement choqués quand ils sont soulevés. On peut éviter le choc en donnant à la came une forme telle qu'elle soit à la fois tangente au mentonnet et à la circonférence de l'arbre au moment où elle rencontre le mentonnet (n° 44); il y aura

alors glissement et le pilon sera soulevé graduellement.

Dans ce cas la came reçoit un grand développement et le travail du frottement augmente, de sorte que le travail qui serait perdu par le choc pourrait bien n'être pas plus grand que celui que le frottement ferait perdre. Il y a néanmoins de l'avantage à employer ce dispositif, attendu qu'on évite à la machine des secousses qui nuisent à sa solidité.

Dans les marteaux de forge les chocs ne peuvent guère s'éviter, mais il faut qu'ils se succèdent à intervalles égaux et aussi courts que possible. Il faut aussi beaucoup de masse et de vitesse à l'arbre qui porte les cames afin que l'uniformité du mouvement souffre le moins possible; car il est démontré que les pertes de travail n'ont pas lieu seulement par les chocs; mais encore quand le mouvement de la machine est varié.

Il est donc important que le mouvement d'une machine soit uniforme, aussi on ne doit la composer qu'avec des roues qui se transmettent le mouvement avec des dents ou avec des courroies, et en traçant les dents d'une manière convenable (nº 44). Il faut aussi que les roues soient bien centrées, c'est-à-dire qu'il faut que leur centre de gravité coïncide avec leur centre de rotation; alors le centre de gravité ne montera ni ne descendra pendant les révolutions de la roue, et la pesanteur ne travaillera pas (nº 21).

Nous avons dit qu'une machine avait pour but de convertir le travail d'un moteur E F en un travail $e f$, et que le premier était égal au second augmenté de celui des résistances nuisibles. Il est facile de voir qu'on peut modifier un des deux facteurs de ces travaux, pourvu que cette égalité subsiste ; la force motrice F pourrait être faible par rapport à l'effort f de l'outil, mais alors il faudrait que la vitesse de ce dernier fût très faible par rapport à celle du moteur, puisque E F doit être égal à $e f$ abstraction faite des frottements. On ne peut cependant pas toujours modifier les facteurs des travaux à volonté; car il existe, tant pour le

récepteur comme pour l'outil, une vitesse convenable de laquelle dépend la quantité et la qualité des produits.

Quand la vitesse d'un môteur est très grande il ne peut exercer qu'un très faible effort, parce que le récepteur sur lequel il agit se refuse à son action, et cet effort serait même à peu près nul si la vitesse de son point d'application était parvenue à une certaine limite, le travail étant déterminé. On arriverait encore à un travail nul si la vitesse diminuait au contraire de plus en plus, tandis que l'effort augmenterait; il y a donc entre ces limites une vitesse et un effort pour lesquels le travail môteur est le plus grand possible. Il en est de même pour l'outil, il opère mal si la vitesse est trop faible; si elle est trop forte il se brise. La farine s'échauffe quand la meule va trop vite; quand le cylindre batteur d'une machine à battre le blé ne fait pas 3 à 400 tours par minute, le produit est faible; il y aurait de l'inconvénient à faire faire plus de 200 tours par minute aux cylindres employés à broyer les chiffons dans les papeteries, etc. On a déterminé par la théorie et l'expérience quelle était la vitesse à donner à une roue motrice pour produire le maximum d'effet, ce que nous verrons dans la deuxième partie; nous indiquerons aussi celle que l'on donne à chaque espèce d'outil pour obtenir la meilleure qualité des produits.

En nous résumant nous dirons:

1°. Qu'il faut pour diminuer les frottements, réduire les rayons des arbres et des tourillons sans nuire à leur solidité; donner de grands diamètres aux rouages, mais en augmentant les diamètres, conserver les rapports qui doivent exister entre eux; placer convenablement les pièces de la machine pour diminuer les pressions sur les axes; faire remplir les boîtes par les tourillons; adoucir et graisser les surfaces qui se meuvent les unes sur les autres.

2°. Rendre le mouvement uniforme quand cela est possible; en employant des roues bien centrées qui marchent

dans un rapport donné, et en traçant les dents avec précision.

3°. Si le mouvement est alternatif, faire varier la vitesse graduellement en se servant dans ce cas d'une manivelle et d'une bielle pour transmettre le mouvement.

4°. Faire frapper les têtes des marteaux de forge et les cames par les centres de percussion.

5°. Donner le moins de jeu possible.

6°. Régulariser l'action de la puissance et celle de la résistance par des volants.

PRINCIPES RELATIFS AUX FLUIDES.

51. *Principe de Pascal, ou principe de l'égalité des pressions des fluides.* — Si un vase est rempli d'eau et qu'on exerce une pression sur un piston en contact avec la surface de cette eau, par suite des actions et réactions moléculaires qui s'exercent dans tous les sens, l'effort est transmis aux parois du vase. Il se transmet perpendiculairement contre ces parois, et également; c'est-à-dire que si on exerce un effort de 10 k. sur chaque centimètre carré de la base du piston, chaque centimètre carré de surface du fond et des parois du vase, éprouvera aussi un effort de 10 k., de sorte que si une ouverture de 40 centimètres carrés était pratiquée dans une partie quelconque de ce vase et qu'elle fût remplie par un second piston, la pression qu'il éprouverait serait $= 40 \times 10 = 400^{k}$. Tel est le principe de Pascal que nous appliquerons aux presses hydrauliques (*Fig.* 41.)

52. *Pressions des fluides.* — On distingue deux sortes de pression : la pression hydrostatique, ou celle qui se transmet également et dans tous les sens, due à une pression extérieure, et la pression due à la pesanteur du fluide. Supposez un vase rempli d'eau, et qu'une pression soit exercée sur la surface A B, elle se transmettra également, comme

nous l'avons dit, sur tous les points du vase. Mais l'eau presse aussi par son poids, de sorte que dans chaque couche horizontale, la pression due au poids de l'eau se joint à la pression hydrostatique. Ainsi la pression en *b*, par exemple, sera égale à la pression extérieure plus à celle due à la charge de l'eau au-dessus de ce point, ou à la hauteur B *d*. De même la pression en *m* sera aussi égale à la pression extérieure plus celle due à la hauteur *n.p.* C'est-à-dire que la pression hydrostatique est constante pour tous les points du vase, tandis que l'autre varie d'un point à l'autre en raison de la charge d'eau au-dessus de chaque point. (*Fig.* 41).

Si le vase a une forme quelconque, la pression exercée en *a*, par exemple, dépendra toujours de la pression extérieure et de la charge *c d*, et non d'une autre verticale $d' c'$, $d'' c''$; car le point *d* est soumis à ces deux pressions et les transmet en *a* et en *e*. (*Fig.* 42).

L'effort extérieur peut être exercé par une force quelconque et par l'air atmosphérique. La pression de celui-ci est de $1^k,033$ par centimètre carré de surface, ou de 10330 k. par mètre carré; car elle équivaut à une colonne de mercure dont la base a un centimètre de côté et la hauteur $0^m,76$, ou un volume $= (0,01)^2 \times 0,76 = 0,000076$; la densité du mercure étant 13598 k., le poids de cette colonne $= 0,000076 \times 13598 = 1^k,033$ (n° 2). Elle équivaut aussi au poids d'une colonne d'eau de même base et de $10^m,33$ de hauteur. Puisque la densité ou le poids du mètre cube d'eau est de 1000 kil., on aurait pour le poids de cette colonne $(0,01)^2 \times 10^m,33 \times 1000 = 1^k,033$. Ainsi chaque centimètre carré de la surface d'un vase rempli d'eau éprouvera une pression normale de $1^k,033$ plus la pression due à la hauteur du fluide au-dessus du centre de cette petite surface quelle que soit sa position. Mais comme l'air atmosphérique agit aussi à l'extérieur contre cette petite surface comme sur le niveau supérieur de l'eau, les parois ne sont en réalité pres-

sées que par le poids du fluide. En général si la surface a une longueur l et une hauteur h, elle sera exprimée par $l\,h$, et si x est la distance de son centre au niveau de l'eau, la pression sur cet élément de surface sera $x \times l\,h \times 1000$.

Voyons maintenant quelle sera la pression contre un batardeau $a\,b\,c\,d$ de hauteur verticale H, $a\,e$ étant le niveau de l'eau qui le presse. Décomposons cette masse d'eau en tranches horizontales $m\,n\,p\,q$, $m'm'\,p'\,q$, etc.; en désignant par l la longueur du batardeau, par h, h', h'', etc., les hauteurs des surfaces élémentaires $m\,m'$, $m\,n$, etc., et par x, x', x'', etc., leurs distances au niveau de l'eau $a\,e$; les pressions sur les éléments de surface seront $x \times l\,h \times 1000$, $x' \times l\,h' \times 1000$, $x'' \,l\,h'' \times 1000$, etc., d'après ce que nous venons de dire, et la pression totale sera $1000 \times (x\,l\,h + x'\,l\,h' + x''\,l\,h'' + \text{etc.})$ mais $x\,l\,h + x'\,l\,h' + \text{etc.}$, représente la somme des moments des éléments des surfaces par rapport au niveau de l'eau $a\,e$, et cette somme doit être égale au moment de la résultante (n° 19) qui est le produit de la surface intérieure $a\,b$ du batardeau par la distance de son centre de gravité au niveau de l'eau et par 1000; donc la pression totale exercée contre une surface rectangulaire, est égale au poids d'un prisme d'eau ayant pour base le rectangle plongé dans l'eau, et pour hauteur celle du niveau de l'eau au-dessus du centre de gravité de ce rectangle (*Fig.* 43.).

Si la surface $a\,b$ est inclinée, les raisonnements seront encore les mêmes; la pression de l'eau sera encore exprimée par le poids d'un volume d'eau qui aura pour base le rectangle $a\,b$ incliné, et pour hauteur la distance Q N de son centre de gravité Q au niveau de l'eau; mais comme l'eau presse toujours normalement, cette pression sera dirigée perpendiculairement sur $a\,b$, comme P Q, et non horizontalement comme dans le cas précédent (*Fig.* 44.).

On démontre que le point d'application de cette pression

se trouve aux $\frac{2}{3}$ de la hauteur de l'eau à partir du niveau ou au $\frac{1}{3}$ de cette même hauteur à partir de sa base.

53. *Un corps plongé dans l'eau perd une partie de son poids égale au poids du volume d'eau qu'il déplace.* — Supposons que ce corps A puisse être remplacé par une masse d'eau de même forme, de même volume et de même poids, ou, si l'on veut, ne considérons du volume d'eau que le vase contient, que la partie A., il est évident qu'alors il y aura équilibre, repos; mais puisque cet équilibre existe, et que les pressions sur les côtés sont égales (n°. 52), il faut nécessairement admettre que la différence des pressions qui ont lieu sur la surface inférieure et sur la surface supérieure, est égale au poids de ce volume d'eau, ou ce qui revient au même, qu'il est poussé de bas en haut par une force égale à ce poids. Substituons maintenant le premier corps que nous supposerons plus dense que l'eau, à ce volume A; ce corps n'éprouvera pas moins la pression de bas en haut, laquelle est égale, comme on vient de le voir, au poids du volume d'eau qu'il déplace; il perdra donc de son poids, un poids égal à celui de son volume d'eau, puisque la pression qu'il éprouve de bas en haut agit en sens contraire de la pesanteur qui est l'autre force à laquelle il est soumis. Ce principe s'applique à l'air (*Fig.* 45.)

Si le corps plongé était moins pesant que le fluide, il s'élèverait en vertu de la pression qu'il éprouverait de bas en haut, et ne resterait en repos que lorsque cette pression serait égale au poids du corps. Si on voulait donc avoir ce qu'un radeau peut porter, en supposant que les $\frac{2}{3}$ de son volume plongent dans l'eau, on prendrait le poids de l'eau déplacée et on l'égalerait au poids du radeau et de sa charge. Si le volume de la partie plongée est V, le poids de l'eau déplacée serait $V \times 1000$ (n°. 2), et si P et P' sont les poids du radeau et de sa charge, on aurait d'après le principe ci-dessus, $V \times 1000 = P + P'$; d'où $P' = V \times 1000 - P$.

Si on fait enfoncer un bateau en le remplissant d'eau, et que l'on y fixe un corps qui serait au fond de la mer ou d'une rivière, il est évident que si on ôte l'eau du bateau, le corps sera soulevé d'après ce même principe.

Proposons-nous de trouver le poids qu'un ballon de 8m. de diamètre peut enlever. Le volume d'air déplacé est donné par $\frac{\pi D^3}{6}$; $D = 8$, $D^3 = 512$, $\pi = 3,1416$; donc ce volume est égal à 268m.c.c., 08. Supposons que cet air soit à la pression de 76cr et à 0° de température, sa densité sera 1k.,299; le poids de ce volume d'air sera $268,08 \times 1,299 = 348,24$. D'après le principe ci-dessus, ce poids devra être égal à celui de l'hydrogène renfermé dans le ballon, plus au poids de ce ballon, plus au poids de la nacelle, du lest, des hommes, des cordages, etc., etc. Le poids de l'hydrogène $= 268,08 \times$ 0k.,0894 = 25k.,97; la surface du ballon $= \pi D^2 = 3,1416 \times 64 =$ 201m.c.,06; on estime que le mètre carré de taffetas verni pèse 0k.25, donc le poids de l'enveloppe $= 201,06 \times 0,25 =$ 50k.,26. Donnons au ballon une force ascensionnelle de 3k., nous aurons pour les hommes, la nacelle, les cordages, etc., à enlever; $348,24 - (25,97 + 50,26 + 3) =$ 269k.,01.

De même si on veut former un appareil qui se vide de lui-même, supposons que l'eau qui est dans le vase *f g h i* provienne de la vapeur condensée qui arrive dans ce vase par *e*, que cette vapeur ait une pression de trois atmosphères et que le conduit *p o* par ou l'eau s'échappe, communique avec l'air extérieur; supposons enfin que l'eau puisse s'échapper ou que la soupape *c d* s'élève, lorsque l'eau arrive en *m n* ou à la hauteur *n i* que nous nommons *h*. La pression qui agit de bas en haut sera d'une atmosphère plus le poids P du volume d'eau que la partie *c o q d* déplace. La pression qui agit de haut en bas est de trois atmosphères plus le poids *p* de *c b t d*, plus le poids *q* de la colonne d'eau qui a pour base *c d* et pour hauteur *h*; nous aurons

donc 1 atm. + P = 3 atm. + p + q, équation qui donnera le poids p de la soupape puisqu'on a q, p, et les pressions atmosphériques, celle d'une atmosphère étant $\pi r^2 \times$ 1033o^k. (*Fig.* 46.)

54. *Principe de Mariotte.* — Les gaz tendent continuellement à se répandre en tous sens en vertu de la force répulsive que le calorique exerce entre leurs molécules et pressent également les parois du vase qui les contiennent. Cette pression est d'autant plus forte que l'espace devient plus petit; ainsi quand un piston refoule de l'air dans un corps de pompe, si, arrivé à une certaine position, la pression exercée contre lui est de 2 kil. par centimètre carré, par exemple, quand le volume d'air sera réduit à moitié, la pression par centimètre carré sera double, ou de 4 kil.; elle sera quadruple, ou de 8 k. par centimètre carré quand le volume sera réduit au $\frac{1}{4}$; les pressions ou les tensions du gaz sont donc en raison inverse des volumes qu'ils occupent; tel est le principe de Mariotte.

Il résulte de ce principe que le poids d'un volume de gaz, sous différentes pressions ou tensions, est exactement proportionnel à ces pressions, la température restant constante.

Ainsi si D est la densité du gaz sous la pression P, et d sa densité sous la pression p, nous aurons D : d :: P : p. Mais d'après la loi de Mariotte, si V et v sont les volumes de ces gaz relatifs aux pressions P et p, on aura P : p :: v : V; ou bien si r est le rayon du cylindre dans lequel le gaz est comprimé et H, h, les hauteurs des volumes V, v; P : p :: $\pi r^2 h$: πr^2 H :: h : H; et par suite D : d :: h : H. Supposons qu'on ait une colonne d'eau représentant la pression de 3 atmosphères, sa hauteur sera 10^{m}.33 $\times$ 3 = 30,99 (n° 52). Si l'on voulait savoir quelle serait la hauteur d'une colonne de vapeur dont la densité est 0,0016, celle de l'eau étant 1, qui exerçât la même pression, on ferait donc la proportion

$1 : 0{,}0016 :: x : 30{,}99$, d'où la hauteur cherchée $x = 19369^{m}$ environ.

55. *Manomètres.* — Dans les machines à vapeur on mesure la tension de la vapeur avec un manomètre qui est un appareil à colonne fluide comme un baromètre ordinaire. Celui-ci pourrait même servir à cet effet ; il n'y aurait qu'à mettre sa partie ouverte dans un vase où arrive la vapeur dont on veut connaître la tension, et le point où s'arrêterait le mercure indiquerait la tension en millimètres ; mais on conçoit que dans le cas où la tension de la vapeur serait considérable, il faudrait donner au tube une trop grande longueur et cet instrument deviendrait incommode.

Voici comment on détermine ordinairement la tension dans les machines à haute pression. Le manomètre est ordinairement représenté par la *fig*, 47. Le mercure s'élève dans le tube $a\,b$ quand la vapeur arrive dans le réservoir B. Quand il n'y a pas de vapeur il descend jusqu'au niveau $c\,d$ et alors l'air renfermé dans le tube est à la pression atmosphérique. Il faut observer que quand on gradue l'instrument on est à la température t' qui est moyennement de $10°$; quand on observe le manomètre il est à la température de la chambre de la machine qui est environ de 25 à $40° = t$, il faut donc, pour déterminer exactement la pression p de la vapeur dans la chaudière, tenir compte de la différence de ces températures. On trouve, en appliquant les lois de Mariotte et de Gay-Lussac et en observant que les volumes occupés par l'air lors de la graduation de l'instrument et au moment de l'observation, sont proportionnels à $h + h'$ et à h', h' étant la hauteur de la colonne d'air réduite quand le mercure s'est élevé dans le tube et h étant la hauteur de la colonne de mercure, que la pression par centimètre carré, ou $p = (h + h') \cdot \frac{1 + 0{,}00375\,t'}{1 + 0{,}00375\,t} \cdot \frac{p'}{h'} + 1^{k},3598\,h$; p' étant égal à $1^{k},0330$.

Quand le mercure s'élève dans le tube, le niveau $c\,d$ s'abaisse un peu ; mais ceci est négligeable. Il peut arriver aussi qu'il entre un peu de vapeur dans le tube après la pose de l'instrument ; en admettant que la température intérieure du tube soit celle de la chambre, le tableau H donnera la tension relative à cette tension, que l'on ajoutera au premier terme du second membre de la formule qui exprime le ressort de l'air lorsqu'il est réduit. S'il y avait de l'eau qui surnageât le mercure sur une hauteur qu'on pût apprécier, il faudrait ajouter le poids de cette petite colonne d'eau à $1^{k},3598\ h$ qui exprime le poids de la petite colonne h de mercure.

En représentant par a la hauteur bq du tube, la hauteur h' sera égale à $a - h$. En introduisant cette valeur dans la formule ci-dessus, on n'aura plus qu'une équation en p et h, toutes les autres quantités étant connues ; on fera successivement $p = 1{,}033$, $p = 2 \times 1{,}033$, $p = 3 \times 1{,}033$, et on aura les hauteurs du mercure correspondantes, c'est par ce moyen qu'on gradue le manomètre.

Ces instruments ne sont pas sans inconvénient ; on a remarqué que par une condensation subite de la vapeur dans la chaudière, une partie de l'air du tube pouvait en sortir et alors la graduation devenait fausse ; il paraît aussi que sous de grandes pressions le mercure absorbe une partie de l'oxigène de l'air : on n'a donc pas toujours une valeur exacte de la pression. Voici un autre procédé à l'aide de la soupape de sûreté, qui conduit aussi à cette détermination.

56. — Soit $a\ b$ une soupape qui recouvre la tubulure adaptée à la chaudière ; P un poids qui résiste à la pression de la vapeur dans la chaudière, tant que celle-ci n'excède pas celle qu'elle doit avoir pour la marche ordinaire de la machine. On fait d'abord avancer le poids P jusqu'à ce que la soupape soit sur le point de se soulever, ce que l'on reconnaît à de légères fuites de vapeur ; et quand ce poids fait

à peu près équilibre à la tension de la vapeur, on mesure la distance $CK = L$.

Si o est la surface intérieure de la soupape, p la pression cherchée, le moment de cette pression $= o\,p\,l$, celui de P est $= P \times L$; si r est le rayon du tourillon c, le moment du frottement de ce tourillon $= f(o\,p - P)\,r$, on aura donc l'équation d'équilibre $o\,p.\,l = P.\,L + f(o\,p - P)\,r$, qui donnera la pression sur toute la surface o, ou

$$p = \frac{P(L - f\,r)}{o \times (l - f\,r)} \text{ (Fig. 48.)}$$

Si on veut y faire entrer le poids du levier CK que nous désignerons par p'', et le poids p' de la soupape, on aura pour le poids P, $P = \dfrac{p(l - f\,r) - p''(l' - f\,r) + f\,r\,p'}{L - f\,r}$,

la longueur L du bras du levier serait donnée par

$$L = \frac{p\,l - p''(l' - f\,r) + r(f\,P + f\,p' - f\,p.)}{P.}$$

ÉCOULEMENT ET DÉPENSES DES FLUIDES.

57. *Vitesse acquise par l'eau en sortant d'un vase par un orifice à mince paroi.* — La hauteur du niveau de l'eau au-dessus du centre de l'orifice, étant h, la vitesse dans 1″ acquise par l'action de la pesanteur, et en supposant que ce vase reste constamment plein, est exprimée par $V = \sqrt{2\,g\,h}$. La hauteur h se nomme charge génératrice (*Fig.* 49).

Cette valeur de V nous montre que la vitesse de l'eau à la sortie d'un vase, ne dépend que de la hauteur de chute h et non des autres dimensions du réservoir ; c'est donc à tort que dans les Alpes on donne de trop grandes dimensions aux cuves des moulins à farine ; on augmente de beaucoup la dépense de ces cuves sans augmenter la vitesse de l'eau.

Si on voulait cette vitesse en fonction des surfaces $aopb$ et cd que nous représenterons o et Ω, on prendrait la formule $V = \sqrt{\dfrac{2gh}{1 - \dfrac{\Omega^2}{o^2}}}$. (*Fig.* 49.)

58. Si l'orifice communique à un autre vase rempli d'eau, jusqu'à une hauteur au-dessus du centre du même orifice représentée par h', la vitesse de l'eau sera donnée par $V = \sqrt{2g(h - h')}$. (*Fig.* 51.)

Quand, outre la charge génératrice, le liquide éprouve sur sa surface dans le réservoir, et contre l'orifice de sortie, des pressions p et p' sur chaque unité de surface, la vitesse est donnée par $V = \sqrt{2g\left\{\dfrac{p-p'}{\Pi} + h\right\}}$

Supposons que la charge génératrice $h = 8^{m.}$, que la pression sur chaque centimètre carré de surface cd soit de $0^{k},30$ outre la pression atmosphérique, et que la pression p' contre l'orifice de sortie soit d'une atmosphère, les pressions unitaires, ou celles exercées sur chaque mètre carré seront $p = 3000 + 10330$ et $p' = 10330$ donc $p - p' = 3000$. La densité de l'eau $\Pi = 1000$; donc $V = \sqrt{2 \times 9{,}81\left\{\dfrac{3000}{1000} + 8\right\}} = 15^{m.}$ à peu près. (*Fig.* 49.)

59. *Vitesse acquise par la vapeur ou par les gaz à la sortie d'un orifice à mince paroi.* — Quand les pressions intérieures et extérieures ne diffèrent pas sensiblement l'une de l'autre, on peut encore se servir de cette dernière formule; mais on peut négliger h, parce que le poids des gaz est faible. Cette formule devient donc $V = \sqrt{2g \cdot \dfrac{p - p'}{\Pi}}$.

On détermine la pression intérieure p au moyen d'un tube recourbé et ouvert; la hauteur bc de la colonne de

mercure donne cette pression. Si elle est par exemple de $0^m{,}05$, la différence $p - p'$ des deux pressions serait de $\frac{0{,}05}{0{,}76} = 0{,}066$ d'atmosphère ou $\frac{1}{15}$ environ, et la pression intérieure p d'une atmosphère et $\frac{1}{15}$ à peu près, ou $1{,}033 + 1{,}033 \times 0{,}066 = 1^k{,}101$ par centimètre carré; on substitue cette valeur dans la formule $\pi = \frac{1{,}257 \cdot p}{1 + 0{,}00375 n}$ quand il s'agit de la densité de l'air atmosphérique. On peut prendre $0{,}004\,n$ au lieu de $0{,}00375\,n$, afin de tenir compte de l'humidité qu'il contient qui ajoute un peu à sa tension; la formule serait donc $\pi = \frac{1{,}257\,p}{1 + 0{,}004\,n}$. n représente la température de l'air. (*Fig.* 51.)

S'il s'agissait de la vapeur d'eau, on prendrait pour déterminer sa densité, la formule $\pi = \frac{0{,}7827 \cdot p}{1 + 0{,}00375 \cdot n}$, n étant la température de la vapeur qui correspond à sa tension; elle est donnée par la table de MM. Dulong et Arago que l'on trouve à la fin de l'ouvrage. La formule $V = \sqrt{2g\frac{(p-p')}{\pi}}$ est applicable à toutes les machines soufflantes où la pression intérieure n'excède jamais de $\frac{1}{5}$ celle de l'atmosphère.

Appliquons ces formules : Le fourneau à la Wilkinson de la fonderie de l'École de Châlons-sur-Marne est alimenté par deux forts soufflets. Le manomètre placé sur un des porte-vents a fait élever la colonne de mercure de $0^m{,}018$, terme moyen, la pression par centimètre carré serait donc $0{,}0001 \times 0{,}018 \times 13598^k = 0{,}0245$ environ, 13598^k étant la densité du mercure. La pression intérieure $p = 1^k{,}0330 + 0{,}0245 = 1^k{,}0575$ par centimètre carré. La température

de l'air étant de $7° = n$, sa densité sera $= \frac{1,257 \times p}{1 + 0,004 \times n} = 1^k,29$. La pression atmosphérique étant celle qui agit extérieurement, on aura $p' = 10330$ par mètre carré, donc $p - p' = 10575 - 10330 = 245$ par mètre carré, et par suite $V = \sqrt{\frac{2g(p-p')}{\Pi}} = 61^m$ environ.

La surface de l'orifice de sortie $= \pi r^2 = \pi (0,015)^2 = 0^{m.c.},0007$, et comme la contraction est nulle, le volume d'air lancé dans une seconde, ou $E = 0,0007 \times 61 = 0^{m.c.},0427$, et pour les deux soufflets parfaitement égaux, on a $2 \times 0,0427 = 0,0854$ dans une seconde et $60 \times 0,854 = 5^{m.c.},12$ dans une minute, ce qui est faible par rapport à d'autres fourneaux à la Wilkinson, qui consomment de 7 à 12 mètres cubes d'air par minute.

Pour pouvoir comparer les résultats de ce genre entre eux, on ramène ordinairement le volume trouvé, qui est aussi celui qui s'écoule dans l'intérieur du soufflet dans le même temps, à la température de zéro degré et à la pression de 0^m76 ou de $1^k033 = p'$, la pression intérieure étant p. Si on n'avait pas d'abord égard à la température, on aurait, d'après la loi de Mariotte, $p : p' :: x : E$, d'où le nouveau volume $x = \frac{p}{p'} . E$. Représentons-le par E'. Si le volume à zéro est E'', le volume à t degré sera, d'après la loi de Gay-Lussac $E''(1 + 0,004 \times t) = E'$, d'où le volume $E'' = \frac{E'}{1 + 0,004 \times t}$.

60. Quand la pression intérieure est sensiblement plus grande que la pression extérieure, on se sert de la formule

$$V = \sqrt{\frac{g(p-p')}{3p'\Pi}\left\{p + \frac{8pp'}{p+p'} + p'\right\}}.$$

Supposons, par exemple, que la pression intérieure, que l'on déterminera avec le manomètre, comme nous

l'avons indiqué, excède la pression extérieure p' de $\frac{1}{4}$ d'atmosphère, ou que $p = 1{,}033 + \frac{1{,}033}{4} = 1^k{,}2912$, la température de l'air étant de $12° = \pi$, la densité de l'air Π sera de $1^k{,}55$ environ. (N° 58.) La pression intérieure sur 1 mètre carré $= 12912 = p$, $p' = 10330$; ces valeurs substituées dans la formule donnent $V = 189$ environ.

On peut encore, pour déterminer cette vitesse, se servir de la formule $V = \sqrt{2g\frac{p}{\Pi}.\log.\frac{p}{p'}}$, plus simple que l'autre, dans laquelle le logarithme à prendre est népérien. Si on n'a pas une table de ces logarithmes, on prendra le logarithme ordinaire du quotient $\frac{p}{p'}$, que l'on multipliera par 2,3026. Dans notre exemple, $\frac{p}{p'} = 1{,}25$ à peu près; le logarithme népérien de $1{,}25 = 0{,}2231435$, et l'on trouvera $V = 190$ environ, ou à peu près comme ci-dessus.

61. *Dépenses d'eau par des orifices à mince paroi.* — Si la veine fluide ne se rétrécissait pas à sa sortie du vase, en désignant par a la surface de l'orifice et par V la vitesse due à la hauteur du niveau de l'eau sur le centre de cet orifice, la dépense serait exprimée par a V. Mais en raison de ce rétrécissement, on ne considère, dans l'application du principe des forces vives, que la section où le parallélisme des filets se rétablit sensiblement, c'est-à-dire au point où le rétrécissement est le plus fort; la formule que l'on obtient ne donne donc que la vitesse en cet endroit, et l'on ne sait pas positivement où se trouve cette section contractée. Ainsi, a V ne donnerait pas la véritable dépense. Pour l'obtenir, on multiplie ce produit par un coefficient m qui est le rapport de la dépense effective à la dépense théorique, et que la table B, due à MM. Poncelet et Lesbros donnent; cette dépense serait donc exprimée par $m\,a\,V^{m.c.c.}$

Ce cas suppose que l'orifice est isolé des faces du réservoir.

Lorsque l'orifice est près d'une face du réservoir, la contraction du fluide devient à peu près nulle sur ce côté, et le multiplicateur de la dépense, donné par le tableau, devient 1,035 m si la contraction n'a lieu que sur trois côtés, 1,072 m si elle a lieu sur deux côtés, et 1,125 m si elle n'a lieu que sur un côté.

62. *Dépense par un tuyau additionnel.* — Lorsque les parois sont très épaisses et dépassent la plus petite dimension de l'orifice, ou quand il y a un tuyau additionnel ab (*Fig.* 52), alors $m = 0{,}815$, ou $= 0{,}82$ pour les tuyaux additionnels cylindriques, où les grandes parois dont la longueur est comprise entre une fois et demie et trois fois le diamètre de l'orifice de sortie, tandis que pour l'orifice en mince paroi, m serait $= 0{,}61$ environ.

On ferait $m = 0{,}96$ environ pour l'ajutage cd, dont la forme approche le plus de la forme naturelle de la veine fluide, et $m = 0{,}90$ pour les ajutages pyramidaux ou coniques dont le plus petit orifice serait à une distance de l'orifice intérieur, comprise entre une fois et demie et trois fois sa largeur, et dont les diamètres ou les côtés seraient respectivement les 0,80 des siens propres. (*Fig.* 53.)

Les coefficients ou multiplicateurs de la dépense s'appliquent à l'orifice intérieur, ou au plus petit orifice dont l'aire doit être prise pour la valeur de a dans la formule $E = ma\sqrt{2gH} = maV$.

63. *Longs tuyaux de conduite.* — Supposons maintenant qu'un long tuyau soit fixé à l'orifice d'un vase. Le fluide, en passant du vase dans le tuyau, se contractant, acquiert, au point de sa plus grande contraction, une vitesse plus grande que celle de la tranche qui est en avant, et il y a choc, par conséquent perte de travail. Si le tuyau est un peu long, le frottement du fluide contre la paroi

du tuyau devient sensible, et cette résistance donne encore lieu à une perte de travail. Si le tuyau est formé de parties de différents diamètres, il y a encore choc quand le fluide passe dans une partie plus étroite ou plus large, et par conséquent il y a une nouvelle perte de travail. Enfin, le travail du fluide éprouverait une quatrième perte si ce tuyau avait des coudés. Voici les formules qui donnent les pertes dans chaque cas.

64. *Perte de travail due au choc.* — Quand une masse fluide m animée de la vitesse v en rencontre une autre m' animée de la vitesse v', et dans la même direction, il y a une perte de force vive exprimée par $\frac{m m'}{m + m'} (v - v')^2 = \frac{m (v - v')^2}{1 + \frac{m}{m'}}$. Si la masse choquée m' est très grande par rapport à la masse choquante m, $\frac{m}{m'}$ sera une fraction négligeable, et la perte de force vive se réduira à $m (v - v')^2$, qui répond à une perte de travail $\frac{1}{2} m (v - v')^2$. (N° 9.)

65. *Perte de travail due à la contraction de l'eau.* — Soit A la section du vase A B, a' la section C D, a celle de sortie E F, et A' la section G H qui est assez distante de C D pour que le parallélisme des filets se soit à peu près rétabli après le choc qui a lieu à la sortie de l'eau par la section C D. Soit V'' la vitesse de l'eau dans la section A B, V' celle dans la section C D, V''' celle dans la section G H et V la vitesse de sortie. La dépense en E F $= a$ V (ici il n'y a pas de multiplicateur de la dépense, parce que les filets ne sont pas contractés sensiblement à la sortie de l'orifice E F); si m est le multiplicateur de la dépense relatif à l'orifice C D, la dépense en C D sera $m\,a'\,V'$, et comme dans le même temps il passe le même volume d'eau dans chaque

section, car les molécules d'un fluide ne cessent pas d'être contiguës dans leurs mouvements, nous aurons $a\mathrm{V} = m\,a'\mathrm{V}'$, d'où $\mathrm{V}' = \frac{a\mathrm{V}}{m\,a'}$. La dépense dans la section $\mathrm{GH} = \mathrm{A}'\mathrm{V}''$, les filets d'eau y étant aussi à peu près parallèles comme dans la section de sortie EF; et nous aurons également $\mathrm{A}'\mathrm{V}'' = a\mathrm{V}$, d'où $\mathrm{V}'' = \frac{a\mathrm{V}}{\mathrm{A}'}$. Si p est le poids du fluide qui s'écoule dans une seconde, sa masse sera $\frac{p}{g}$, et la perte de force vive due au choc de l'eau, après sa plus grande contraction, est $\frac{p}{g}(\mathrm{V}' - \mathrm{V}'')^2 = a^2\mathrm{V}^2 \left(\frac{1}{m\,a'} - \frac{1}{\mathrm{A}'}\right)^2 \frac{p}{g}$ (N° 64.) Le fluide a la vitesse V'' à son entrée dans le vase, il en sort avec la vitesse V, donc l'accroissement de force vive est $\frac{p}{g}(\mathrm{V}^2 - \mathrm{V}''^2)$ (N° 11); mais d'après l'observation ci-dessus la dépense en AB ou $\mathrm{A}\mathrm{V}'' =$ la dépense en EF ou $a\mathrm{V}$, d'où $\mathrm{V}'' = \frac{a\mathrm{V}}{\mathrm{A}}$, par conséquent cet accroissement de force vive est $= \frac{p}{g}\left(\mathrm{V}^2 - \frac{a^2\mathrm{V}^2}{\mathrm{A}^2}\right) = \frac{p}{g}\mathrm{V}^2\left(1 - \frac{a^2}{\mathrm{A}^2}\right)$, et si A est très grand par rapport à a, comme cela a ordinairement lieu, cet accroissement de force vive se réduira à $\frac{p}{g}\mathrm{V}^2$. Le travail du poids de l'eau qui descend de la hauteur h est ph, donc $ph = \frac{1}{2}\frac{p}{g}\mathrm{V}^2 + \frac{1}{2}\frac{p}{g}\left(\frac{1}{m\,a'} - \frac{1}{\mathrm{A}'}\right)^2 a^2\mathrm{V}^2$. Si le tuyau avait le même diamètre partout, ou si on avait $a = a' = \mathrm{A}'$, alors le dernier terme qui exprime le travail perdu par l'effet de la contraction,

deviendrait $\frac{1}{2} \cdot \frac{p}{g}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 V^2$, et l'équation qui donnerait la vitesse de l'eau serait $2gh = V^2 + V^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2$, d'où $V = \sqrt{\frac{2gh}{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2}}$ (*Fig.* 54.)

Si, dans le premier cas ci-dessus, le tuyau était plus court et que la section E F devînt G H, alors $a = A'$, et le travail perdu par l'effet de la contraction serait

$\frac{1}{2} \frac{p}{g}\left(\frac{a}{ma'}-1\right)^2 V^2$, et $V = \sqrt{\frac{2gh}{1+\left(\frac{a}{ma'}-1\right)^2}}$

(*Fig.* 54.)

66. *Perte de travail quand le fluide passe dans une partie plus large.* — Si a et a' sont les sections $a\,b$ et $c\,d$, et v, et v' les vitesses de l'eau dans les deux sections ; la force vive perdue par le choc sera $\frac{p}{g}(v-v')^2$ (N° 64) ; mais comme $av = a'v'$, d'où $v' = \frac{av}{a'}$, cette perte de force vive devient $\frac{p}{g}\left(1-\frac{a}{a'}\right)^2 v^2$ et répond à un travail $\frac{1}{2} \frac{p}{g}\left(1-\frac{a}{a'}\right)^2 v^2$. (N° 9.) (*Fig.* 55.)

67. *Perte de travail occasionnée par les coudes brusques dans les conduites d'eau.* — Si c est la longueur développée du coude, r son rayon de courbure, V la vitesse moyenne dans la section supposée constante, la perte de travail due à ce coude est exprimée par $\frac{1}{2}$ M V² $(0{,}0039 + 0{,}0186\, r)\frac{c}{r}$. Quand on établit l'équation du

mouvement d'un fluide, on l'ajoute aux autres pertes de travail autant de fois qu'il y a de coudes.

68. *Perte de travail occasionnée par le frottement de l'eau contre la paroi du tuyau.* — Si le tuyau a la même section a partout, si c est le contour de cette section, u la vitesse constante dans le tuyau, L sa longueur développée, n un coefficient déterminé par l'expérience, qui est égal à 0,0035 pour l'eau, et à 0,00315 pour l'air et les autres gaz, enfin $\frac{p}{g}$ la masse de fluide qui s'écoule dans 1″, le travail absorbé par le frottement sera représenté dans ce temps, par $\frac{p}{g} \times \frac{n \mathrm{L} c u^2}{a}$.

Dans le cas où le tuyau aura la forme pyramidale ou conique, si c'' en est le contour moyen et a'' la surface de sa section moyenne, on pourra prendre pour le travail du frottement $\frac{p}{g} \times \frac{n \mathrm{L} c'' u''^2}{a''}$, u'' étant la vitesse moyenne.

69. *Vitesse de l'eau à la sortie d'un tuyau d'une grande longueur en ayant égard à la contraction et au frottement.* — Nous prendrons le cas où l'orifice de sortie $a\, b$ est plus petit que la section moyenne du tuyau, et nous appliquerons ici, comme dans le n° 65, le principe des forces vives.

Supposons aussi le tuyau pyramidal ou tronc-conique, et représentons par A, a', A′, et a, les surfaces des sections AB, CD, GH et $a\, b$; par V″, V′ V‴ et V, la vitesse de l'eau dans ces mêmes sections; par m, m', les multiplicateurs des dépenses en CD et en $a\, b$; par u'', c'' et a'', la vitesse moyenne de l'eau dans le tuyau, le contour moyen de ce tuyau et la surface de sa section moyenne. Supposons enfin, qu'outre la charge génératrice H, l'eau éprouve une pression P au-dessus de AB qui favorise le mouvement du fluide, et une

pression p contre l'orifice $a\,b$, qui s'oppose au mouvement du fluide. (*Fig.* 56.)

Le travail de $P = P \times AV''$; AV'' est le volume engendré par la surface AB dans l'unité de temps, qui est égal à $\frac{Mg}{\Pi}$ (nº 2), M étant la masse d'eau écoulée dans ce temps et Π sa densité; donc ce travail $= \frac{P \times Mg}{\Pi}$. Par la même raison le travail de p sera $= \frac{p \times Mg}{\Pi}$, et le travail total des pressions $= \frac{Mg\,(P - p)}{\Pi}$.

Le travail de la gravité $= Mg\,H$ (nº 21); le travail perdu par la contraction en CD $= \frac{1}{2} m'^2 a^2 V^2 \left(\frac{1}{m\,a'} - \frac{1}{A'}\right)^2 M$, (nº 53); le travail du frottement contre les parois du tuyau $= M.\frac{n.\,L.\,c''\,u''^2}{a''}$, (nº 68); l'accroissement de force vive $= MV^2 - MV''^2$, et comme la dépense $AV'' = m'\,a\,V$, d'où $V'' = \frac{m'\,a}{A}.\,V$, cet accroissement de force vive devient $MV^2\left(1 - \frac{m'^2 a^2}{A^2}\right)$. Nous aurons donc (nº 12), pour l'équation générale du mouvement du fluide, en divisant tout par M,

$$(1)\; g\,H + g\,\frac{(P - p)}{\Pi} - \frac{n\,L.\,c''\,u''^2}{a''} - \frac{1}{2} m'^2 a^2 V^2 \left(\frac{1}{m\,a'} - \frac{1}{A'}\right)^2 = \frac{1}{2} V^2 \left(1 - \frac{m'^2 a^2}{A^2}\right).$$

Si on connaissait la dépense du fluide $m'\,a\,V$, comme elle doit être égale à $a''\,u''$, on aurait $a''\,u'' = m'\,a\,V$, d'où la vitesse moyenne $u'' = \frac{m'\,a\,V}{a''}$.

Ordinairement A est très grand par rapport à a, et si l'on observe que A′ est à très peu près égal à a', cette formule devient donc

$$(2)\ 2gH + 2g\frac{(P-p)}{\Pi} - \frac{2nLc''u''}{a''} - \frac{m'^2a^2}{A'^2}V^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 = V^2.$$

Si $P = p =$ à la pression atmosphérique, la formule (2) devient

$$(3)\ 2gH - \frac{2nLc''u''^2}{a''} - \frac{m'^2a^2}{A'^2}V^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 = V^2.$$

Si l'on met à la place de u'' sa valeur ci-dessus $\frac{m'aV}{a''}$, on aura

$$(4)\ V = \sqrt{\frac{1}{1+\frac{m'^2a^2}{A'^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\frac{2nLc''}{a''}\cdot\frac{m'^2a^2}{a''^2}}} \times \sqrt{2gH}.$$

S'il n'y a point de contraction à la sortie, la formule (4) devient $V = \sqrt{\frac{1}{1+\left(\frac{1}{ma'}-\frac{1}{A'}\right)^2a^2+\frac{2nLc''}{a''}\cdot\frac{a^2}{a''^2}}} \times \sqrt{2gH}$ (5), d'après ce qu'on a dit ci-dessus et en faisant attention que $m' = 1$.

Si on suppose que $a = A' = a''$, cette dernière valeur devient

$$(6)\ V = \sqrt{\frac{1}{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\frac{2nLc}{a}}} \times \sqrt{2gH}$$

puisqu'alors le tuyau est cylindrique, qu'il n'y a plus de contour moyen ni de section moyenne.

Dans ce dernier cas la dépense E serait égale à aV.

Dans le cas de la formule (4), on aurait pour la dépense $E = m' a V$.

Si le tuyau est circulaire, alors $a = \frac{3,1416 . D^2}{4}$, D étant le diamètre du tuyau, et $\frac{c}{a} = \frac{4}{D}$, ce qui conduit à la formule $V = 26,44 \sqrt{\frac{DH}{L + 54 D}}$. (7) qui est celle qu'il faut employer quand on veut avoir la dépense d'un tuyau long, de section uniforme, sans rétrécissement à la sortie et en ne tenant compte que de la perte due à la contraction à l'entrée et à celle du frottement contre la paroi du tuyau. La dépense serait $E = a V$.

Si D est très petit par rapport à L, le terme 54 D est négligeable, et alors cette formule devient

$V = 26,44 \sqrt{\frac{DH}{L}}$ — (8), la dépense $E = \frac{\pi D^2}{4} \times$

$26,44 \sqrt{\frac{DH}{D}} = 20,74 \sqrt{\frac{D^5 . H}{L}}$ — (9),

Formule qu'on peut appliquer aux puits artésiens. Connaissant par exemple le volume E qui s'écoule dans 1″, la longueur du tuyau et son diamètre, on peut trouver la charge génératrice H.

On se servira des mêmes formules pour les gaz quand la différence de pression $P - p$ n'est qu'une assez petite fraction de P; mais alors on pourra négliger la charge génératrice H, et la formule (2) devient

$$2 g \frac{(P - p)}{\Pi} = V^2 \left\{ 1 + \frac{m'^2 a^2}{A'^2} \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2 + \frac{2 n L c''}{a''} . \frac{m''^2 a^2}{a''^2} \right\} — (10).$$

On aura la vitesse V et la dépense serait donnée par $E = m a V$. On prendrait $n = 0,00315$ (n° 68); $m = 0,61$ ou 0,62 si la contraction est complète; on donnerait la même

valeur à m' pour l'orifice de sortie dans le même cas ; on prendrait $m = 0{,}82$ environ si l'orifice était terminé par un ajutage cylindrique dont la longueur est 2 à 4 fois son diamètre ; enfin lorsque a, ou l'orifice de sortie est raccordé avec la conduite, comme cela a lieu pour les conduites d'air qui alimentent les hauts fourneaux, on prend $m' = 0{,}96$.

Dans le cas où $a = a' = a''$, $u'' = V$, la formule (10) devient $2g\,\frac{(P-p)}{\Pi} = V^2\left\{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \frac{2nLc}{a}\right\}$, ou bien en mettant $\frac{L}{D}$ à la place de $\frac{c}{a}$, on a $2g\,\frac{(P-p)}{\Pi}$

$$= V^2\left\{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \frac{8n.L}{D}\right\} - (11).$$

Si l'on fait $m = 0{,}61$ et $n = 0{,}00315$, on trouve

$$V = \sqrt{\frac{2g.\frac{P-p}{\Pi}}{1{,}41 + 0{,}0252.\frac{L}{D}}},$$ et en divisant tous les termes par $0{,}0252$, on trouve

$$V = 27{,}90\sqrt{\frac{\frac{(P-p)}{\Pi}.D}{55{,}95\,D + L}} - (12).$$

Si L est très grand par rapport à D, ou si la longueur du tuyau surpassait 1000 fois le diamètre ; on pourrait négliger le terme 55,95. D, et on aurait

$$V = 27{,}90\sqrt{\frac{(P-p)\,D}{\Pi\,L}}.$$

La dépense $E = \frac{\pi.D^2}{4} \times 27{,}90\sqrt{\frac{(P-p)\,D}{\Pi L}} = 21{,}91$

$$\sqrt{\frac{(P-p)\,D^5}{\Pi\,L.}} - (13).$$

Supposons par exemple que l'eau d'une source qui alimente les fontaines d'une ville soit à $2000^m = L$ du bassin

de distribution; que cette eau soit conduite par un tuyau de $0^{m},09$ de diamètre $= D$; que la différence de niveau de l'eau de la source à l'eau du bassin soit de $18^{m}. = H$; on demande quel doit être le volume d'eau qui arrive dans le bassin de distribution par seconde.

La formule (7) donnera $V = 26,44 \sqrt{\frac{0,09 \times 18}{2000 + 54 \times 0,09}}$ $= 0^{m.c.},75$.

S'il s'agit d'un tuyau de $0^{m}.02 = D$ de diamètre et d'une longueur de $200^{m}. = L$, conduisant de l'air d'une température de 12° centigrades dont la pression dans le réservoir est d'une atmosphère et $\frac{1}{15}$ et qui débouche à l'air libre, nous aurons $P = 1,033 + \frac{1,033}{15} = 1^{k}.10$, $n = 12°$, donc la densité de l'air $= \frac{1,267 \times 1,10}{1 + 0,004 \times 12} = 1,32 = \pi$ (n° 59).

La différence de pression par mètre carré, ou $P - p$ $= \frac{10330}{15} = 688$ kil. environ; la dépense sera donc donnée par $E = 21,91 \sqrt{\frac{(P-p) D^5}{\pi L}} = 0^{m.c.c.},001972$ (n° 69.)

70. Quand la pression P surpasse la pression p de plus de $\frac{1}{10}$, alors le volume du gaz qui s'écoule par l'orifice ne peut plus être égal à celui engendré par le mouvement du piston qui le pousse, et la vitesse du gaz est due au travail de sa dilatation, en passant de la pression P à la pression p; dans ce cas il faut remplacer $P - p$, dans les formules par $\frac{P-p}{6p}\left\{P + \frac{8Pp}{P+p} + p\right\}$ que l'on représentera par T.

71. *Pressions sur un point quelconque d'un vase ou d'un tuyau.* — En appliquant le principe des forces vives, et en désignant par V et V' les vitesses de sortie et dans une section quelconque $l\ m$ d'un tuyau de conduite; par p et p'

les pressions unitaires exercées contre l'orifice $i\,k$ et sur la section $l\,m$; par Π la densité du fluide et par h la hauteur du centre de gravité de la tranche que l'on considère sur le centre de l'orifice $i\,k$; on trouve $\frac{p'}{\Pi} = \frac{V^2}{2g} - \frac{V'^2}{2g} + \frac{p}{\Pi} - h$. Nous observerons que $\frac{V^2}{2g}$, $\frac{V'^2}{2g}$ sont les hauteurs qui répondent aux vitesses V et V′ (nº 4); que quand la base d'une colonne de fluide est l'unité, la pression est exprimée par $p = \Pi\,H$, d'où $\frac{p}{\Pi} = H$; $\frac{p}{H}$ n'est donc que la hauteur de la colonne verticale dont la pression sur l'unité de surface est p. De même $\frac{p'}{\Pi}$ sera la hauteur qui répond à la pression p'; donc la pression d'un fluide sur une section $l\,m$ quelconque d'un tuyau, pression qui est représentée par une hauteur de colonne $\frac{p'}{\Pi}$, est égale à la hauteur due à la vitesse de sortie, moins la hauteur due à la vitesse du fluide dans la section que l'on considère, plus la hauteur de la colonne du fluide qui répond à la pression unitaire exercée à l'extérieur de l'orifice $i\,k$, moins la hauteur du centre de gravité de la section que l'on considère au-dessus du centre de l'orifice de sortie. Nous savons calculer la vitesse V de sortie d'un tuyau; comme le volume qui s'écoule à l'intérieur est le même que celui qui s'écoule par l'orifice $i\,k$, si a est la surface de cet orifice et m' son coefficient de contraction, et a' la surface de la section $l'm$; nous aurons $a'\,V' = m'\,a\,V$, qui nous donnera V′; la section $l'm$, que l'on considère étant donnée de position on aura h; $\frac{p}{\Pi}$ n'est que la hauteur de colonne qui répond à la pression atmosphérique et qui répond à une colonne d'eau de 10^{m},33 (nº 32); en exprimant aussi $\frac{V^2}{2g}$, $\frac{V'^2}{2g}$ en colonne d'eau, on

aura la hauteur $\frac{p'}{\Pi}$ exprimée en colonne d'eau, qui divisée par 10m,33, donnera le nombre d'atmosphères.

Quand la section $l\,m$ est telle que V devient $=$ V', la formule se réduit à $\frac{p'}{\Pi} = \frac{p}{\Pi} - h$; c'est-à-dire que la hauteur de la colonne du fluide qui donne la pression unitaire sur la section $l\,m$, est égale à la pression atmosphérique diminuée de la hauteur verticale du centre de gravité de la tranche $l\,m$ sur le centre de l'orifice de sortie (*Fig.* 57).

Enfin si le tuyau est horizontal et uniforme, on a $\frac{p'}{\Pi} = \frac{p}{\Pi}$ ou $p' = p$; la pression intérieure en un point quelconque serait donc égale à la pression atmosphérique. Ceci s'applique à un canal découvert où le mouvement est uniforme; mais comme dans la théorie ci-dessus on néglige la hauteur du fluide dans la section, on ajoutera à la pression atmosphérique, la distance verticale du centre de gravité de cette section au point le plus élevé de cette même section.

La pression en atmosphères, et sur chaque mètre carré, étant donnée, si on en désigne le nombre par n, et par d le diamètre intérieur d'un tuyau, e l'épaisseur du métal, on aura cette épaisseur pour les tuyaux en fonte, par la formule $e = 0{,}0007\ n$ [illegible] 0,01.

$e = 0{,}0005\ n\,d + 0{,}003$ pour les tuyaux en fer.
$e = 0{,}0005\ n\,d + 0{,}0045$ *id.* en plomb.
$e = 0{,}833\ n\,d + 0{,}027$ *id.* en bois.
$e = 0{,}05\ n\,d$ en pierres naturelles.
et $e = 0{,}10\ n\,d$ *id.* factices.

Ainsi si une section d'un tuyau en fonte avait un diamètre $d = 0^{m}{,}24$ et qu'elle éprouvât une pression de 2 atmosphères $= n$ son épaisseur serait $e = 0^{m}{,}01$ environ.

S'il s'agissait de la pression exercée sur la section quelconque $l\,m$ d'un vase qui a une ouverture très grande par

rappport à l'orifice de sortie $c\,d$, on aurait la formule $\frac{p'}{\Pi} = H - h + \frac{p}{\Pi} - \frac{V'^2}{2g}$, H étant la charge $n\,o$ et h la distance verticale de la section $l\,m$ à l'orifice de sortie; et comme $H - h = o\,n$, on voit que la pression unitaire sur une section quelconque $l\,m$, est mesurée par la charge du fluide $o\,n$ au-dessus de cette section, plus la hauteur de pression exercée à l'extérieur diminuée de la hauteur due à la vitesse V' qui a lieu dans la section $l\,m$.

Si la vitesse V' était très-faible, ou si le mouvement du fluide était très-lent, on aurait à peu près $\frac{p'}{\Pi} = H - h + \frac{p}{\Pi}$, ce qui nous montre que la pression en un point quelconque est à peu près la même que si le fluide était stagnant. (*Fig.* 58.)

DES PERTUIS, COURSIERS ET CANAUX D'USINE.

72. La dépense par un pertuis $a\,b\,o\,p = m \cdot a\,b \times b\,p \times \sqrt{2\,g\,h'}$ (*Fig.* 49.) Si nous représentons par l la largeur $a\,b$, et en observant que $o\,a = H - h$ et que $h' = h + \frac{1}{2}(H - h) = \frac{1}{2}(H + h)$; nous aurons pour cette dépense $E = m\,l \times (H - h)\sqrt{2\,g\left(\frac{H + h}{2}\right)}$, H étant la hauteur totale de l'eau sur le fond du pertuis, et h celle depuis la surface de l'eau sur $o\,p$.

Quand les charges sur le sommet surpassent 1^m30, d'après les expériences de MM. Poncelet et Lesbros, le coefficient m demeure sensiblement le même et paraît indépendant de la forme et des dimensions absolues de l'orifice, pourvu que celui-ci soit fort petit par rapport à la section du réservoir et que la contraction soit complète; la valeur de m ne varie dans ce cas qu'entre $0,60$ et $0,625$, ce qui donne,

à moins de $\frac{1}{75}$ près le coefficient moyen 0,615. Pour des charges beaucoup au-dessous, m dépend moins de la forme ou de l'allongement de l'orifice que du plus petit écartement de ses bords opposés et de la grandeur absolue de la charge. Le tableau B donnera les valeurs relatives pour les cas qui peuvent se présenter.

Dans le cas où l'orifice du pertuis a des dimensions comparables à celles de la section d'eau dans le canal, alors la vitesse est donnée par la formule $V = \sqrt{\frac{2gH}{1 - \frac{\Omega^2}{o^2}}}$ du nº 57 et la dépense est exprimée par $E = m a V$, a étant la surface du pertuis.

Lorsque l'eau est dirigée dans les augets au moyen du dispositif que la figure 59 indique, la dépense est donnée par $E = 0{,}75 \{ l \times L \sqrt{2gh} + l' \times L \sqrt{2gh'} \ldots \}$ $l, l', l''\ldots$ désignant les largeurs des petits orifices $a b$, $c d$, etc., L leur longueur et h, h', etc., les hauteurs du niveau de l'eau relatives à chaque orifice; ainsi si $L = 2^{m}$, $a b = 0{,}06$, $c d = 0{,}05$, $h = 0{,}40$, $h' = 0{,}60$, on aura $E = 0^{m.c.c.},509$.

Quand le canal passe au-dessus de la roue et que celle-ci reçoit l'eau au moyen d'une vanne à clapet ouvrant au fond d'un orifice garni d'une buse, la dépense est donnée par $E = 0{,}59\, a . \sqrt{2gH}$. (*Fig.* 60.) a étant toujours la surface de l'ouverture $a\, b$.

Pour les pertuis des portes d'écluse et quand la contraction est à peu près nulle sur la base, la dépense est donnée par $E = 0{,}625\, a . \sqrt{2gH}$.

Si l'orifice est entièrement noyé on prendra la formule $E = 0{,}625\, a \sqrt{2g(H - h)}$.

S'il n'est qu'en partie noyé, on le suppose partagé en

deux autres; l'un débouchant librement dans l'air, l'autre débouchant sous l'eau, et l'on applique à chacun les formules ci-dessus.

Quand deux orifices sont à moins de 3 mètres l'un de l'autre et ouverts en même temps, on prend pour le multiplicateur de la dépense $m = 0,55$ au lieu de $0,625$ qui ne concerne qu'un orifice; ainsi la dépense serait $E = 2 \times 0,55 \times a\sqrt{2gH}$ si les orifices sont égaux, et $E = 0,55 \{ a\sqrt{2gH} + a'\sqrt{2gH} \}$ s'ils sont inégaux, a' et a étant les surfaces des deux orifices.

Si la contraction n'était supprimée qu'en partie sur un ou plusieurs côtés d'un orifice, alors on pourrait prendre, pour la valeur du coefficient de la dépense, une moyenne arithmétique entre celle qui se rapporterait au cas où la contraction ne serait pas évitée et celle relative au cas où la contraction serait totalement évitée. Par exemple si la contraction était supprimée entièrement sur un côté, le coefficient de la dépense serait $1,035\ m$ (n° 61); si la contraction n'était pas du tout évitée, on aurait seulement m, et si elle n'était qu'en partie évitée sur le côté, on prendrait seulement $\frac{m(1 + 1,035)}{2} = 1,0175\ m$, approximation suffisante.

73. Quand la charge sur le sommet de l'orifice est nulle, c'est-à-dire quand la dépense se fait par un déversoir, alors $h = 0$ dans la formule du n° 72, et la dépense est exprimée par $E = m\,l\,H\sqrt{2g\,\frac{1}{4}H}$. Mais on prendra pour H la charge totale $a\,b$ au-dessus du seuil de l'orifice, mesurée à un endroit du réservoir où le fluide est sensiblement stagnant, et pour m une des valeurs du tableau ci-après; la dépense sera alors exprimée par $E = m\,l\,H\sqrt{2gH}$. Quand la contraction est complète sur les trois côtés, et dans le cas d'un déversoir très petit par rapport aux dimensions transversales du réser-

voir, on a trouvé pour

$H = 0^m,01 - 0,02 - 0,03 - 0,04 - 0,06 - 0,08 - 0,10 - 0,15 - 0,20 - 0,22.$
$m = 0^m,424 - 0,417 - 0,412 - 0,407 - 0,401 - 0,397 - 0,395 - 0,393 - 0,39 - 0,385.$

la valeur moyenne de $m = 0,405$, et la dépense moyenne serait $E = 0,405 . l H \sqrt{2 g H}$; H étant la hauteur totale $a b$ (*Fig.* 61.) L'expérience a en outre démontré que l'influence de la contraction était faible, du moins toutes les fois que la section du réservoir était très grande par rapport à celle de l'orifice, et surtout lorsque le fond du réservoir était situé à une certaine distance du bord inférieur de ce dernier.

Si on éprouvait des difficultés à déterminer H ou $a b$, on pourrait mesurer simplement l'épaisseur de l'eau sur le seuil ou $c d$ que nous désignerons par h, et on en déduirait la valeur de H en sachant que quand le rapport de la largeur l de l'orifice à la largeur L du réservoir est 0,86 environ, le rapport des hauteurs H et h est 1,178; c'est-à-dire que si $\frac{l}{L} = 0,86$, on a $\frac{H}{h} = 1,78$; et quand $\frac{l}{L} = 1$, $\frac{H}{h} = 1,25$.

74. Dans le cas où l'orifice en déversoir serait prolongé par un coursier rectangulaire, d'après les expériences de M. Christian, on en conclut que le coefficient moyen de la dépense, ou 0,405 est réduit à $0,405 \times 0,96 = 0,39$; mais ceci suppose la largeur de l'orifice égale à celle du réservoir et que la veine n'est pas recouverte par le gonflement de l'eau du canal.

On peut encore calculer la dépense de cette manière : on considère l'orifice $a c$ comme partagé en deux autres ; la dépense de l'un $a b$ se calculera comme un déversoir, l'autre $b c$ sera considéré comme un orifice entièrement noyé sur la hauteur $b c$ déterminée par le prolongement de la surface $b e$ des eaux du canal ; cette dernière dépense est donnée par $E = m \omega v = m \omega \sqrt{\frac{2 g (H - h)}{\frac{m^2 \omega^2}{\Omega^2} + \left(1 - \frac{m \omega}{\Omega}\right)^2}}$, ω étant l'aire de

l'orifice dont la hauteur est bc, Ω l'aire de la section du canal dans un endroit où le régime est sensiblement uniforme, m le coefficient de la dépense pour l'orifice bc, et $H - h$ la différence de hauteur entre le niveau du réservoir et celui de l'eau dans le canal. Si H' était la hauteur ab relative au déversoir, la dépense serait $= 0,405\, l H' \sqrt{2gH'}$ qui ajoutée à l'autre donnerait la dépense totale dans ce cas.

Si Ω était très-grand par rapport à ω, la vitesse v serait $= \sqrt{2g(H-h)}$ comme dans le n° 58 (*Fig.* 62.)

Le cas de la dépense relative à un orifice noyé et pour lequel nous venons de donner la formule, est celui d'un pertuis accompagné d'un coursier qui conduit l'eau sur le récepteur, et lorsque la pente de ce coursier et la charge sont assez faibles pour que la résistance des parois force le fluide à se gonfler. Pour de très petites charges le coefficient de la dépense $E = ml(H - h)\sqrt{2g\dfrac{(H+h)}{2}}$ pourrait même être au-dessous de 0,40, tandis que pour le même orifice et la même charge, s'il n'y avait pas de canal ou coursier, le tableau B donnerait 0,65. Mais il est extrêmement rare de trouver des charges sur les milieux des pertuis qui soient au-dessous des limites qui font varier aussi sensiblement les coefficients de la dépense, et lorsque les charges dépasseraient $0^m,50$, le petit canal ne pourrait produire une diminution sensible de la dépense, et celle-ci se calcule toujours comme s'il n'y avait pas de coursier.

75. *Établissement des coursiers et vannes inclinées.* — D'après les nos 65 et 68, nous savons qu'il y a perte de travail par les frottements et les contractions; il faut donc tâcher de les éviter. On rendra le travail des frottements presque nul en faisant le coursier le plus court possible et en plaçant la roue contre le réservoir. Aussi incline-t-on la paroi du réservoir pour porter l'orifice sous la roue.

On empêche la contraction du fond du coursier en le mettant dans le prolongement de celui du réservoir; on empêche la contraction des côtés du pertuis en plaçant la vanne EF en avant de la face intérieure AB du réservoir, à une distance CD égale à une fois ou une demi-fois sa largeur horizontale EF.; On fait $AB = \frac{5}{4} EF$, et on trace des arcs AE et BF tangents en E et F, aux joues EI et FK du coursier. De cette manière les filets arrivent parallèlement dans le coursier et il n'y a pas de contraction (*Fig.* 63.)

76. Lorsque les deux côtés de l'orifice et son fond sont dans le prolongement des faces du réservoir, si la vanne est inclinée à 1 de base sur 2 de hauteur, la dépense $E = 0,74 \cdot a \cdot \sqrt{2 g H}$; si la vanne est inclinée à 1 de base sur 1 de hauteur, cette dépense $E = 0,80 \cdot a \sqrt{2 g H}$; enfin si la vanne est verticale, $E = 0,70 \cdot a \cdot \sqrt{2 g H}$, a étant toujours la surface de l'orifice dont la hauteur est prise verticalement, et H la charge au-dessus du centre de l'orifice.

77. *Vitesse de l'eau à l'extrémité d'un coursier.* — Quand un coursier est assez incliné pour qu'on puisse négliger le frottement de l'eau, on détermine la vitesse v de l'eau à l'extrémité du coursier au moyen de la formule $v = \sqrt{v'^2 + 2 g h}$ que l'on trouve en se rappelant que la vitesse v', à une distance de l'orifice égale à 2 ou trois fois sa largeur, $= \sqrt{\frac{2 g H}{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2}}$. (n° 63.) et appliquant ensuite le principe des forces vives, en ne considérant que la partie $o\,p$ du coursier, on a $q\,h = \frac{1}{2} \frac{q}{g} (v^2 - v'^2)$, d'où l'on tire cette valeur de v. (*Fig.* 64.)

Quand le coursier n'est plus assez roide ni assez court pour qu'on puisse négliger le frottement de l'eau, il peut se faire qu'on puisse prendre l'aire Ω' de la section de l'eau dans le coursier à son extrémité et en un point où la dépression de l'eau commence ; comme nous savons calculer la dépense E qui se fait par l'orifice, nous aurons à peu près la vitesse $v = \frac{E}{\Omega'}$ à l'extrémité du coursier.

Si l'on ne peut arriver à l'extrémité du coursier pour déterminer Ω', on commence par trouver

$$v' = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2}},$$ ou la vitesse moyenne de l'eau dans la section qui est à 2 ou 3 fois la largeur de l'orifice, et l'on a, pour une première valeur, la vitesse v de l'eau à l'extrémité du coursier, au moyen de la formule $v = \sqrt{v'^2 + 2gh}$ en négligeant d'abord le frottement. $\frac{v + v'}{2} = u$ sera la vitesse du régime censée uniforme dans le coursier. Le travail du frottement de l'eau est donné par $M.\frac{n.L.cu^2}{a}$, et si nous nommons v'' la véritable vitesse de l'eau à l'extrémité du coursier, nous la déterminerons au moyen de l'équation du mouvement.

$$M(v''^2 - v'^2) = 2gMh' - 2M.\frac{nLcu^2}{a},$$ d'où $v'' = \sqrt{v'^2 + 2gh' - \frac{2nLc}{a}u^2}$.

78. *Vitesse de l'eau dans les canaux d'une grande longueur à pente uniforme.* — Dans ce cas la seule résistance à considérer est celle du frottement ; nous aurons donc $qH = \frac{q}{g}.\frac{nLc}{a}.V^2$ qui donnera V.

79. D'après M. de Prony, cette vitesse est donnée par $V = -0,07185 + 56.86\sqrt{RI}$; $R = \frac{a}{c}$, ou égale au rapport de l'aire de sa section a à son périmètre mouillé c, et $I = \frac{H}{L}$, ou au rapport de la pente totale à la longueur du canal; la dépense serait donc $E = av$.

Si on ne peut déterminer la pente du canal sur une longueur convenable, la vitesse moyenne de l'eau à la surface, mesurée dans le plus fort du courant, se détermine au moyen de la formule $v = \frac{V(V + 2,37187)}{V + 3,15312}$ et $W = 2v - V$; V étant la vitesse de l'eau à la surface dans le plus fort du courant, W la vitesse au fond et v la vitesse moyenne.

On peut se dispenser du calcul de la première formule au moyen des valeurs de

V	0m,0	0,5	1	1,50	2,00	2,5	3	3,50	4.
$\frac{v}{V}$	0,752	0,786	0,812	0,832	0,848	0,862	0,873	0,883	0,891.

Quand la vitesse moyenne est comprise entre 0,20 et 1m,50 par seconde, on peut se contenter de prendre $v = 0,816\,V$, ou $v = 0,8\,V$.

La pente $\frac{H}{L} = 0,000356.\frac{cV^2}{a}$, L étant la longueur pour une hauteur H. Ou bien la pente par mètre courant ou la déclivité I, est donnée par $I = \frac{c}{a}v\,(0,0000444 + 0,000309\,v)$.

La vitesse de l'eau au fond du canal ne peut être arbitraire; si elle est trop grande, elle entraîne les matériaux qui le constituent et le dégrade; si elle est trop faible les limons ne sont pas entraînés et finissent par obstruer le canal. Voici quelles sont les vitesses sous lesquelles les substances qui composent les lits des canaux commencent à être entraînées.

DÉSIGNATION DES SUBSTANCES.

DÉSIGNATION DES SUBSTANCES.	Vitesse par 1'' au fond.
Argile brune propre à la poterie	0m,081
Gros sable jaune	0,217
Gravier de la Seine, gros comme un grain d'anis	0,108
Idem gros comme un pois, au plus	0,189
Idem gros comme une fève de marais	0,325
Galets de mer arrondis de 0m,027 de diamètre	0,650
Pierre à fusil anguleuse du volume d'un œuf de poule	0,975

AUTRE TABLEAU.

DÉSIGNATION DES SUBSTANCES.	Limite de la vitesse de stabilité.
Terre détrempée, brune	0,076
Argile tendre	0,152
Sable	0,305
Gravier	0,609
Cailloux	0,614
Pierres cassées, silex	1,22
Cailloux agglomérés, schistes tendres	1,52
Roches en couches	1,83
Roches dures	3,05

80. *Jaugeage des cours d'eau.* — Jauger un cours d'eau c'est en déterminer la dépense ou le volume qu'il fournit dans 1'' et par suite dans une heure. Si le courant possède un régime uniforme, on prend la vitesse à la surface au moyen d'un flotteur (n° 3) ; avec les relations du n° 79, on conclut la vitesse moyenne v, on calcule la surface a de sa section transversale et l'on a la dépense $E = a\,v$.

Ou bien on barre le cours d'eau et l'on pratique un orifice en parol mince avec contraction de toute part, débouchant à l'air libre ; et on agrandit plus ou moins cet orifice, de manière que l'eau se maintienne au même niveau ; alors il n'arrivera pas plus d'eau qu'il s'en écoulera, et la dépense

sera $E = m a \sqrt{2 g H}$ comme pour les orifices à minces parois. On peut encore pratiquer un déversoir et appliquer le calcul qui y est relatif (n° 73.)

Anciennement les fontainiers barraient les cours d'eau avec des planches minces, et y perçaient des trous de $0^m,027$ ou un pouce de diamètre; tous ces trous étaient sur une même ligne et avaient une ligne de charge d'eau sur leur sommet; on les débouchait successivement de manière à avoir un niveau constant. Chacun alors donnait $19^{m.c.c.},195$ en 24 heures. C'est ce qu'on nomme le pouce d'eau. M. de Prony a pris pour module d'eau $10^{m.c.c.}$ écoulés en 24 heures; le double de ce nombre est fourni par un orifice de $0^m,02$ de diamètre pratiqué dans une paroi de $0^m,017$ d'épaisseur, sous une charge d'eau sur le centre de $0,^m05$.

81. *Cabinets d'eau.* — Quand le réservoir principal d'une usine est trop éloigné, on en établit un plus près qui communique avec l'autre au moyen d'un tuyau pq; ce second réservoir c' se nomme cabinet d'eau. La vanne est placée en ab; quand elle est fermée le niveau est à la même hauteur dans les deux réservoirs; mais quand on l'ouvre les pertes de force vive produisent un dénivellement ou une diminution de la chute (*Fig.* 65.)

Nous savons que le travail du frottement $= M.\frac{nLc}{a}V^2$ (n° 68), celui de la gravité $= M.gh$ (n° 21), celui perdu par la contraction en $pr = \frac{1}{2}.M\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 v^2$ (n° 65), celui perdu quand l'eau passe des tuyaux dans le cabinet d'eau $= \frac{1}{2}M\left(1-\frac{a}{A}\right)^2 v^2$ (n° 66.) L'accroissement des forces vives est $M(V^2 - V'^2) = M\left(1-\frac{m\omega^2}{A'^2}\right)V^2$; et comme la section A' du réservoir principal est très grande

par rapport à la section ω de l'orifice de la vanne, cet accroissement se réduit à MV^2, donc on a (nº 12.)

$$V^2+v^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+v^2\left(1-\frac{a}{A}\right)^2=2gH-\frac{2nLcv^2}{a}.$$

Comme $va=m\omega V$, d'où $v=\frac{m\omega}{a}V$, on peut faire disparaître v dans cette formule.

Si on considère seulement ce qui se passe dans le cabinet d'eau, on aura le travail de la gravité $Mgh=$ à la moitié de l'accroissement de force vive $=\frac{1}{2}M(V^2-V''^2)=\frac{1}{2}M$ $\left(1-\frac{m'^2\omega^2}{A^2}\right)V^2$, ou $V^2\left(\frac{1-m'^2\omega^2}{A^2}\right)=2gh$. En faisant attention que A est très grand par rapport à a et à ω, $\frac{a}{A}$ et $\frac{\omega}{A}$ sont négligeables, et les deux formules deviennent :

$$V^2+v^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+v^2=2gH-\frac{2nLcv^2}{a},\quad V^2=2gh;$$

d'où l'on tire

$$H-h=\frac{v^2}{2g}\left\{\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+1\right\}+\frac{nLcv^2}{ag}.$$

On a aussi $m'\omega V=av$; car la dépense dans le tuyau pq est la même qu'à la sortie; d'où $v=\frac{m'\omega\sqrt{2gh}}{a}$ et en substituant cette valeur dans la dernière formule on a

$$H-h=\left[\frac{m'^2\omega^2}{a^2}\left\{\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+1\right\}+\frac{2n\,.\,Lcm'^2\omega^2}{a^3}\right]h.$$

équation qui donnera h lorsque H sera connu; on connaîtra donc la perte de chute $H-h$. Cette dernière formule nous montre que cette perte sera d'autant plus grande que le tuyau sera long, et d'autant plus petite que la section du tuyau sera grande.

La figure 66 indique les lettres qui désignent les sections et les vitesses de chaque partie.

Travail du frottement d'un piston contre son corps de pompe. — Le frottement d'un piston contre son corps de pompe se trouve au moyen de la formule $2\pi r e f(p-p')$; $2\pi r$ est la circonférence du piston, e son épaisseur, f le rapport du frottement à la pression, p et p' les pressions unitaires exercées sur les deux faces du piston. Pour avoir le travail de ce frottement on calculera la vitesse moyenne du piston (nº 3), ou V, que l'on multipliera par le frottement, ce travail sera donc exprimé par $2\pi r e f.(p-p')$ V.

POMPES.

82. *Pompe aspirante.* — Cette pompe est celle qu'on voit dans la figure 66. Supposons que le piston soit amené sur la surface de l'eau EF, de manière qu'il n'y ait pas d'air interposé entre la surface de l'eau et la base du piston. Si on élève le piston il tendra à se faire un vide, et l'eau s'élèvera en vertu de la différence de pression intérieure et extérieure exercée contre AB. Voici à quoi est égale cette différence : l'air atmosphérique agit sur la surface de l'eau EF, action qui est transmise sur AB ; cette surface AB éprouvera encore la pression due à la hauteur BC du niveau de l'eau, de sorte que la pression totale intérieure, exercée sur AB, est égale à la pression atmosphérique, plus à la pression due à BC. En supposant que le piston soit élevé jusqu'en ab, la pression intérieure exercée contre AB ne sera due qu'à la colonne d'eau qui a pour hauteur Bb; donc la différence entre les deux pressions en vertu de laquelle le fluide s'élève, est égale à la pression atmosphérique, plus à la pression due à BC, moins la pression due à Bb; ou pression atmosphérique moins la pression due à bC. Nous voyons d'après cela que la partie du corps de pompe comprise entre la surface du niveau de l'eau et le piston, ne peut être plus étendue que la colonne d'eau qui fait équilibre à la pression atmosphérique, laquelle est de $10^m{,}033$; elle doit être même au-dessous de cette hauteur,

à cause de l'air que l'eau renferme, qui se dégage et qui réagit en sens contraire de l'air atmosphérique, etc. Cette hauteur b C doit être au plus de 30 pieds dans les pompes parfaites et de 28 pieds dans les pompes ordinaires.

Il y a au bas de cette pompe une soupape c', et au piston deux soupapes à clapet d et e; voici quel est l'usage de ces soupapes. Nous avons dit qu'à mesure que le piston se soulevait le vide se formait; alors la pression extérieure qui agit contre AB force la soupape c' à se soulever, tandis que les soupapes d et e restent fermées à cause de la pression de l'air au-dessus du piston; l'eau peut donc s'introduire dans le corps de pompe. Quand au contraire le piston descend, l'eau par sa réaction, force les soupapes d et e à s'ouvrir, passe par-dessus le piston et sort par le dégorgeoir m. La soupape c' se ferme en vertu de cette même pression que le piston exerce sur l'eau en descendant.

83. *Travail utile de cette pompe.* — L'action du moteur, quand le piston descend, n'a à vaincre que le frottement; il n'y a donc pas ici de travail utile qui est celui de l'eau à soulever. En montant la pression à vaincre équivaut au poids d'une colonne d'eau dont la hauteur est celle du dégorgeoir au-dessus du niveau EF. En effet lorsque le piston monte, sa surface supérieure est pressée de haut en bas par l'atmosphère et par le poids de la colonne d'eau $a\,m$, et sa surface inférieure est pressée par l'atmosphère qui agit sur EF diminué du poids de la colonne d'eau b C; nous ne considérons pas la pression due à la colonne BC qui agit à l'intérieur comme à l'extérieur : donc en montant, la pression utile à vaincre est une atmosphère + la pression due à $a\,m$ — une atmosphère + la pression due à b C, ce qui est égal à la pression due à $a\,m + a$ C $= m$ C. Le poids de cette colonne d'eau sera, en désignant par D sa densité, A la base du piston et H la hauteur m C, $=$ A $\times$ H D qui représente la pression utile. Si C est la course du piston en montant, le

travail utile sera ACD . H ; mais ACD est le poids de la colonne d'eau engendrée par le mouvement du piston, donc le travail utile est égal au poids de l'eau élevé à chaque oscillation, multiplié par la hauteur H comprise depuis le niveau de l'eau EF jusqu'au dégorgeoir *m* de la pompe. Ce principe est commun aux deux pompes ci-après.

84. *Pompe aspirante et foulante.* — Dans cette pompe il n'y a pas de soupape au piston, et l'eau est refoulée dans un tuyau latéral quand le piston descend ; elle est aspirée comme dans la pompe précédente quand le piston monte. Il y a une soupape *m n* à l'entrée du tuyau qui s'ouvre du dedans au dehors quand le piston descend, et qui se ferme pendant l'aspiration et empêche l'eau du tuyau de descendre. (*Fig.* 67.)

85. *Pompe foulante.* — Le corps de pompe est coudé, et le piston joue dans la partie plongée dans l'eau ; au-dessus de la course est un diaphragme percé que ferme une soupape *s* qui s'ouvre de bas en haut ; une semblable soupape *s'* est adaptée à la surface supérieure du piston. Pendant la descente, la soupape *s* est fermée et la soupape *s'* est ouverte. Pendant la montée, *s'* est fermée et *s* est ouverte, parce que l'eau qui est refoulée de bas en haut la fait ouvrir. La hauteur à laquelle l'eau s'élève dans le corps de pompe dépend de la force motrice. (*Fig.* 68.)

86. *Pompe à incendie ordinaire.* — Elle se compose de deux pompes aspirantes et foulantes *a* et *b* qui refoulent l'eau dans un réservoir à air *c*, et cet air par son ressort la fait sortir d'un mouvement continu par un tuyau latéral *d*, qui est dirigé sur le point embrasé. (*Fig.* 69.)

[1] J'ai fait essayer à l'École de Châlons-sur-Marne, une pompe à incendie ordinaire dont le rayon du piston est 0m056 et la course ascendante ou descendante de 0m,243. J'ai fait placer aux leviers de cette pompe douze élèves qui ont agi

avec toute leur force pendant une minute. Le tuyau d'injection avait 15 mètres de longueur et $0^m,06$ de diamètre environ. Le diamètre de l'orifice de sortie, $0^m,012$. Le nombre d'oscillations entières a été moyennement de 53 dans une minute, et dans ce temps il y a eu 182 litres d'eau élevés à la hauteur de 22 mètres. Le volume d'eau engendré par la course du piston a été trouvé à très peu près d'un quart en sus du volume lancé dans le même temps.

Dans l'établissement de ces pompes, on prendra pour le volume engendré, le volume lancé dans le même temps augmenté d'un quart. On donnera à la vitesse du piston $0^m,16$ à $0^m,25$ par seconde; on prendra les $\frac{1}{3}$ du diamètre du corps de pompe pour celui à donner aux tuyaux d'aspiration et d'injection; et les ouvertures des soupapes devront être moitié environ de celle du corps de pompe.

87. *Pompe de Pontifex.* — C'est encore une pompe à incendie que la marine emploie. Elle est composée comme l'autre de deux pompes aspirantes et foulantes, et d'un réservoir d'air pour produire un mouvement continu; mais au lieu d'avoir un réservoir d'eau comme la pompe à incendie ordinaire, il y a un long tuyau d'aspiration que l'on fait arriver dans un puits ou dans tout autre réservoir d'eau. (*Fig.* 70.)

J'ai encore eu occasion de faire essayer plusieurs de ces pompes que l'on peut aussi employer à des épuisements; le rayon du piston avait $0^m,07$, la course ascendante ou descendante était de $0^m,16$; le tuyau d'injection avait 44 mètres de long et $0^m,06$ de diamètre, celui d'aspiration 4 mètres environ et $0^m,057$ de diamètre. Douze élèves exerçaient, comme dans la première pompe, toute leur action sur les leviers, le nombre d'oscillations a été moyennement de 84 dans une minute, et il y a eu dans ce temps 170 litres d'eau élevés à la hauteur de 17 mètres quand les tuyaux ont été gonflés, et que les petits trous des coutures ont été remplis.

QUELQUES NOTIONS SUR LA CHALEUR.

88. *Nécessité de connaître la dilatation des corps.* — Il est nécessaire, dans les applications, de connaître la dilatation des corps : dans les couvertures des édifices, il faut, quand on emploie le zinc ; que les feuilles soient retenues d'un côté et puissent s'étendre dans tous les autres ; quand on encastre des chaudières dans de la maçonnerie, il est nécessaire de laisser un certain jeu pour éviter qu'elles ne se courbent; les barres de fer, qu'on doit placer bout à bout, doivent être ajustées de manière que l'extrémité d'une barre puisse jouer sur la barre suivante ; les tuyaux de conduite en fonte doivent s'emboîter les uns dans les autres pour prévenir les accidents que la dilatation causerait.

Dilatation linéaire. — Si la longueur d'un tuyau est représentée par l lorsque sa température est zéro, et si elle est l' lorsque la température est n, en désignant par d les nombres que l'on trouve dans les tables de dilatation pour chaque degré centigrade, on aura $l' = l + l.\,n\,d$; ainsi, s'il s'agit d'un tuyau de fer doux forgé d'une longueur de $60^{m} = l$ à zéro degré, à $100^{\circ} = n$ sa longueur sera $l' = 60 + 60 \times 100 \times 0{,}0000122 = 60^{m}{,}073$.

Cette formule nous donnera la longueur du tuyau ou d'une barre à zéro quand on connaîtra sa longueur à la température n, puisque $l = \frac{l'}{1 + n\,d}$.

Si la barre ou tuyau avait déjà une température n' et qu'on voulût avoir sa longueur à la température n, on prendrait la formule $l' = l + l\,(n - n')\,d$.

Dilatation cubique. — La dilatation cubique est égale à trois fois la dilatation linéaire; par conséquent, si v' est le volume d'un corps à n degrés cent., v étant son volume à zéro, on a $v' = v\,(1 + 3\,d\,n)$. Si un corps à 0°, a un

volume $v = 0^{m.c.c},50$ et qu'il soit en cuivre jaune, à 150° cent. $= n$, ce volume sera $v' = 0{,}50\ (1 + 3 \times 0{,}00001866 \times 150) = 0^{m.c.c},5042$.

Si le corps avait déjà une température de 8 degrés, par exemple, on multiplierait par 142 au lieu de multiplier par 150.

Les corps de substance homogène augmentent par la dilatation, comme s'ils étaient pleins.

89. *Loi de Gay-Lussac.* — Tous les gaz se dilatent d'une même quantité pour un même accroissement de température sous la même pression, et pour tous, la dilatation correspondante à 1° cent., est de 0,00375 ou $\frac{1}{267}$ de leur volume à zéro. Ainsi, si V_0 est le volume d'un gaz à zéro degré, son volume à la température t sera $= V_0\ (1 + 0{,}00375.t)$, si la pression que nous représenterons par p_0 n'a pas changé; mais si la pression devient p', ce volume, que nous désignerons par V', serait, d'après la loi de Mariotte, $V' = V_0\ (1 + 0{,}00375.t)\ \frac{p^0}{p'}$ (n° 54).

90. *Calorique sensible, calorique latent, calorique spécifique.* — Quand le calorique s'introduit dans un corps, il en augmente la température et en écarte les molécules. La partie du calorique qui produit le premier de ces effets se nomme calorique sensible; c'est celui qui est mesuré par le thermomètre, et qui nous fait éprouver la sensation de la chaleur; le second effet, qui est la dilatation du corps, est produit par le calorique latent. Quand on chauffe de l'eau dans un vase ouvert, la température croît de plus en plus jusqu'à 100° cent., ce qui est ordinairement le terme de l'ébullition, et cet accroissement de température est indiqué par le thermomètre; le calorique qui produit cet effet est donc le calorique sensible; mais quand l'eau a acquis cette température, elle la conserve sans augmentation, bien

qu'elle reçoive de plus en plus du calorique ; cette nouvelle quantité qu'elle en reçoit est employée à la convertir en vapeur, et le thermomètre ne l'indique plus ; c'est donc du calorique latent.

Tous les corps n'ont pas la même capacité pour le calorique ; celui qui, pour arriver à la température d'un autre corps, demande plus de calorique, a une capacité plus grande. L'air, par exemple, a moins de capacité pour le calorique que l'eau ; et, d'après MM. Clément et Désormes, l'unité de chaleur qui élève 1 kil. d'eau d'un degré, n'élève aussi que d'un degré 4 kil. d'air ; ainsi, la capacité de l'air pour la chaleur n'est que le $\frac{1}{4}$ ou 0,25 de celle de l'eau. On nomme calorique spécifique la quantité de chaleur nécessaire pour élever le même poids du corps à une même température, et nous voyons, par ce que nous venons de dire, que le calorique spécifique n'est autre chose que le calorique sensible. Les tables indiquent le rapport du calorique spécifique de chaque corps à celui de l'eau que l'on prend pour unité ; ainsi, s'il faut 1 de chaleur pour élever une certaine masse d'eau d'un degré, il n'en faudra que 0,02819 pour élever la même masse de plomb aussi d'un degré ; ou bien encore cette masse de plomb, en se refroidissant d'un degré, la chaleur qui en est dégagée n'élèverait que de 0°,02819 une pareille masse d'eau. Si nous comparons les calorigues spécifiques du plomb et du fer battu, par exemple, nous voyons qu'ils sont :: 0,02819 : 0,11005, ou :: 0,26 : 1, ce qui nous montre que la chaleur nécessaire pour élever une masse de plomb d'un degré n'élèvera qu'une pareille masse de fer de 0°,26 ; ou bien la chaleur dégagée d'une masse de plomb qui se refroidit de 1 degré élèverait la température d'une masse égale de fer de 0°,26.

91. *Procédé pour déterminer la chaleur d'un foyer.* — Soit un poids m d'une substance dont on veut avoir la tem-

pérature t, quand on connaît la température t' plus petite que la première, du poids M d'une autre substance avec laquelle on la mêle, et représentons par c, c' les calorìques spécifiques des substances m et M. Au bout d'un certain temps, les deux substances prendront la même température t'', et alors le corps m aura perdu la température $t - t''$, tandis que le corps M aura gagné la température $t'' - t'$; ou bien la chaleur perdue par le corps m sera $mc\,(t - t'')$, et la chaleur gagnée par le corps M sera $Mc'\,(t'' - t')$, et comme celui-ci n'a pu gagner en chaleur que ce que l'autre a perdu, nous aurons $mc\,(t - t'') = Mc'\,(t'' - t')$, d'où $t = \frac{Mc'\,(t'' - t') + mct''}{mc}$.

Nous avons appliqué cette formule pour déterminer la température du foyer du calorifère de la fabrique de sucre de betteraves d'Ecuir (Pas-de-Calais). On introduisit dans le foyer un morceau de fer de poids $m = 1^{kil.}$, et quand il en eut pris la température, on le projeta dans un vase cylindrique qui contenait $8^{k},74$ d'eau $=$ M, dont la température était de $12°,50 = t'$; au bout de quelque temps la température du mélange se fixa, et alors elle fut trouvée de $29°,37$ cent. $= t''$. Le calorique spécifique de l'eau et du fer étant $c' = 1$ et $c = 0,1098$, on trouve après avoir substitué tous ces nombres dans la formule ci-dessus, $t = 1363°$. Mais on conçoit que cette température doit être un peu forte, attendu que le vase absorbe une certaine quantité de chaleur, et qu'il s'en perd aussi par l'eau qui s'évapore.

92. Dans cette même fabrique je remarquai que le calorifère destiné à sécher les pains de sucre, consommait une beaucoup trop grande quantité de combustible ; j'en attribuai la cause au peu de rapport qu'il y avait entre la quantité de combustible brûlée et le développement du tuyau qui conduisait la fumée et qui chauffait l'étuve ; et, en effet, par

une opération semblable à celle que nous venons de faire, je trouvai que la fumée qui sortait par le haut de la cheminée avait une température de 216° centigrades. Il valait beaucoup mieux utiliser cette chaleur en faisant chauffer un plus long tuyau.

93. *Différence entre les gaz permanens et la vapeur.* — Quand un vase fermé contient une certaine quantité d'eau, l'espace qui reste vide se remplit de vapeur, dont la tension et la densité sont relatives à la température sous laquelle cette vapeur s'est formée, on dit alors que l'espace est saturé; on a de la vapeur au maximum de tension. Si on diminue l'espace, une partie de la vapeur passe à l'état liquide, et la vapeur restante conserve la même densité et la même tension si la température n'a pas changé, ce qui n'arrive pas aux gaz dont la tension augmente quand on diminue l'espace qu'ils occupent. (N° 54.). Si, au lieu de diminuer l'espace, on abaisse la température, une partie de la vapeur se condense également; et la vapeur restante a une tension relative à sa nouvelle température.

Si dans le vase il n'y a que de la vapeur qui en sature l'espace à une tension et densité données, et qu'on vienne à augmenter cet espace, ou la température, comme il ne peut plus se former de la vapeur, puisque nous supposons qu'il n'y a pas d'eau dans le vase, cette vapeur n'aura plus qu'une tension qui sera en raison inverse de l'espace qu'elle occupera; et les lois relatives aux gaz lui seront applicables. (N° 54.) Si, au contraire, le volume ou la température baisse, il se formera de l'eau, et la vapeur qui restera aura une tension et une densité relatives à la nouvelle température.

94. *Faculté conductrice de quelques métaux.* — L'expérience a appris que la faculté conductrice de l'or étant

représentée par 1000, celle de l'argent l'est par 973, celle du cuivre par 898,20, celle du fer 374,90, celle du zinc par 363,00, celle de l'étain par 303,90, celle du plomb par 179,50, celle du marbre par 23,60, celle de la porcelaine par 12,20, et celle de la terre des fourneaux par 11,40.

A cause de sa faculté conductrice de la chaleur, nous voyons que le cuivre doit être employé pour les vases qui servent à la vaporisation de l'eau. D'ailleurs, il a plus de durée que la tôle et la fonte, parce qu'il s'oxyde moins; il se vend mieux quand le vase ne peut plus servir, et l'on n'a pas besoin de donner une grande épaisseur à une chaudière qui doit résister à une certaine tension, puisque sa ténacité est assez grande.

95. *Loi de Newton relative au refroidissement des corps.* — Un corps se refroidit par le rayonnement et par son contact avec un autre corps. Si celui-ci est de l'air, le refroidissement dépend de sa densité. Newton a trouvé que, pour un corps quelconque, la perte de chaleur à chaque instant, est proportionnelle à l'excès de sa température sur celle du milieu environnant. On a trouvé que cette loi n'était plus exacte quand la différence de température excède 40 à 50°.

96. *Calorique de vaporisation.* — On entend par unité de chaleur, ou *calorie*, la chaleur nécessaire pour élever un kilogramme d'eau de 0° à la température d'un degré. D'après M. Clément, un kilogramme de vapeur, à quelque tension et quelque température qu'on le prenne, contient une même quantité de chaleur. Or, un kilogramme d'eau, en se vaporisant à 100°, absorbe une quantité de chaleur capable d'élever le même poids d'eau de 550°, ou bien, ce qui est la même chose, la chaleur qui se dégagerait d'un kilogramme de vapeur en se liquéfiant porterait 5k,50 d'eau de 0 à 100 cent. Un kilogramme de vapeur contient donc 650 calories, puisqu'il en faut 100 pour porter le kilo-

gramme d'eau à l'ébullition et 550 pour la convertir en vapeur, et à toutes les pressions et toutes les températures.

On profite de cette propriété qu'a la vapeur d'eau de posséder une grande quantité de calorique latent, pour transporter le calorique d'un lieu dans un autre, pour mettre des liquides en ébullition et pour chauffer les appartements, comme nous le verrons bientôt.

De ce que l'eau emporte tant de chaleur quand elle s'évapore, il devient nécessaire de l'éviter dans certaines constructions; c'est ce qué l'on fait dans la construction des hauts-fourneaux, en pratiquant des canaux dans les fondations, pour donner un écoulement aux eaux. D'ailleurs, la tension de la vapeur augmentant avec la chaleur, les murs pourraient éclater.

97. *Quantité de chaleur nécessaire pour former un poids ω de vapeur.* — D'après M. Southern, si t est la température centigrade de la vapeur, le nombre de calories contenu dans 1 kil. est exprimé par $550 + t$. Soit ω un poids d'eau pris à la température t', et supposons qu'on veuille la transformer en vapeur à la température t. Il faut d'abord porter cette eau à l'ébullition, par conséquent il faut $\omega\,(t - t')$ calories; ensuite il faut pour la chaleur latente, celle qui convertit l'eau en vapeur (n° 96), $\omega \times 550$ calories, donc le nombre de calories demandé $= \omega\,(550 + t - t')$ calories.

98. *Calorique de liquidité.* — Les corps solides, pour se liquéfier en conservant leur température, rendent aussi latente une quantité considérable de chaleur. Pour fondre un kilogramme de glace à zéro, il faut un kilogramme d'eau à 75°.

99. *Quantité de chaleur fournie par un kilogramme de combustible.* — On a déterminé au moyen du calorimètre, la quantité de glace à zéro que peut fondre, en brû-

lant, un kilogramme de chaque espèce de combustible ; en multipliant donc le nombre de kilogrammes de glace fondue par 75, on a eu le nombre de calories qu'un kilogramme de chaque espèce de combustible peut fournir. Voici le tableau de M. Clément :

ESPÈCE DE COMBUSTIBLE.	PAR LA COMBUSTION DE 1 KIL.		OBSERVATIONS.
	Poids de glace fondue.	Nombre de calories développées.	
Hydrogène	kil. 295,00	22125	
Charbon de bois sec ou distillé.	94,00	7050	N'importe de quelle espèce de bois.
Charbon de bois ordinaire	80,00	6000	Contenant 0,20 d'eau.
Coke pur	94,00	7050	
Houille de première qualité.	94,00	7050	Contenant 0,02 de cendres.
Id. de seconde qualité	84,6	6345	*Id.* 0,10 *Id.*
Id. de troisième qualité	76,1	5932	*Id.* 0,20 *Id.*
Bois séché au feu	48,88	3666	N'importe de quelle espèce de bois, contenant 0,52 de charbon.
Id. séché à l'air	38,41	2945	Contenant 0,20 d'eau.
Tourbe ordinaire	20,00	1500	
Id. de première qualité	40,00	3000	

Dans la pratique, on ne peut obtenir que les $\frac{2}{3}$ ou le $\frac{1}{2}$ de ces résultats avec les fourneaux les mieux construits.

100. *Quantité de combustible pour obtenir un poids p de vapeur.* — Soit N le nombre de calories qu'un kilogramme de combustible peut développer, on aura

$$N : 1 :: p(550 + t - t') : x = \frac{p(550 + t - t')}{N} \text{ kil.}$$

101. *Quantité d'eau nécessaire à la condensation.* — Soient ϖ et ϖ_1 le poids de la vapeur à la température t à condenser, et le poids d'eau d'injection à la température t_1; le nombre de calories contenues dans le mélange $= (\varpi + \varpi_1)t'$, si ce mélange doit avoir la température t'. Le nombre de calories contenues dans l'eau $= \varpi_1 t_1$ et celui des calories contenues dans la vapeur $= \varpi(550 + t)$. Il est évident que la somme de ces deux derniers nombres doit être égale au premier, ou

$$(\varpi + \varpi_1)t' = \varpi(550 + t) + \varpi_1 \times t_1, \text{ d'où } \varpi_1 = \frac{\varpi(550 + t - t')}{t' - t_1}.$$

102. *Température d'ébullition d'un liquide.* — La température d'ébullition d'un liquide varie avec la pression qu'il supporte; ainsi, sur une haute montagne où la pression barométrique est moins forte, il faudra moins de degrés de chaleur pour porter un liquide à l'ébullition, qu'au pied de cette montagne; dans tous les cas, la tension de la vapeur est égale à la pression atmosphérique et n'est jamais au delà quand le vase où elle se forme est ouvert. Mais quand l'eau est chauffée dans un vase fermé, la vapeur, ne pouvant occuper qu'un petit espace, presse de plus en plus la surface de l'eau; cette réaction de la vapeur sur les molécules de l'eau fait équilibre à la force répulsive et maintient l'eau à l'état liquide; sa température augmente beaucoup avec la tension de la vapeur. C'est ce qui arrive dans l'appareil nommé *autoclave* et dans la machine à Papin, où l'eau parvient à une température de 2 à 300° et au delà. La tension de la vapeur y devient énorme, comme on peut en juger par le tableau I, et encore en sachant que sous la pression atmosphérique un volume d'eau à zéro occupe un volume 1700 fois aussi grand quand elle passe à l'état de vapeur. C'est encore ce qui arrive dans les chaudières des machines à vapeur, mais où la température n'est pas portée aussi loin.

M. Cagniard-Latour a constaté que l'ébullition d'un liquide n'était pas cependant indéfiniment retardée par la pression de la vapeur, et qu'à une certaine température toute la masse liquide se transformait en vapeur.

L'on a encore démontré que la température de l'ébullition dépendait aussi de la nature du vase où elle se fait, de la nature des substances que le liquide tient en dissolution, et même avec la nature des solides qui y sont plongés, bien qu'ils soient insolubles. Il y a par exemple certains jus de betteraves dont la température de l'ébullition est de 108° tandis que celle de l'eau est 100 sous la pression barométrique de $0^m,76$. Sous cette même pression, une solution saturée de sel marin ne bout qu'à 109° cent.; une solution saturée de nitre ne bout qu'à 115°,6.

103. *Fusion des corps.* — Quand un corps solide reçoit l'action d'un foyer, il s'échauffe de plus en plus jusqu'à ce qu'il arrive à la température nécessaire pour le fondre; alors la chaleur qu'il continue à recevoir ne sert plus que pour le liquéfier tout-à-fait.

La température de la fusion du fer est de 130° du pyromètre et celle du manganèse de 160°, l'argent se fond à 538° cent.; le cuivre à 27° du pyromètre, l'or à 32° du pyromètre; le plomb se fond à 280° cent., l'étain à 210° cent., et le zinc à 370° cent.; le platine est infusible au feu de forge.

Le pyromètre dont nous voulons parler ici est celui de Wedgwood; voici en quoi il consiste.

On sait que l'argile est du petit nombre des corps qui se contractent par la chaleur, et plus la température s'élève, plus le retrait qu'elle prend est considérable; l'instrument de Wedgwood est fondé sur cette propriété. Il se compose d'une plaque de cuivre sur laquelle sont fixées 3 barres de même métal inclinées également entre elles (*Fig.* 71), dont une est divisée en 240 parties égales, qui sont les degrés de l'in-

strument. On a de petits cônes tronqués d'argile qui, lorsqu'ils sont portés à la chaleur rouge-naissant, s'enfoncent jusqu'au zéro de l'instrument. Ce zéro correspond à 580°,55 du thermomètre centigrade, et chaque degré représente 72°,22 centigrades. Lorsqu'on veut avoir la chaleur d'un fourneau, on met dans un creuset un de ces troncs de cône que l'on introduit dans ce fourneau ; quand il en a pris la température, on l'introduit entre les règles, et dès qu'on ne peut plus le faire avancer on voit le nombre du degré qui répond au point où il s'arrête. S'il arrive à 10°, par exemple, la température du fourneau sera $580,55 + 72,22 \times 10 = 1302°,75$.

Nous avons dit ci-dessus que la fusion de l'or avait lieu à 32° du pyromètre, il se fond donc à $580,55 + 32 \times 72°,22 = 2891°,59$ centrigades.

On croit que le retrait ne croit pas proportionnellement à la température ; cet instrument ne peut donc pas être d'une grande exactitude ; cependant on s'en sert toujours.

104. *Diamètre minimum que doit avoir une cheminée pour brûler une quantité de combustible donné.* — Quand on fait du feu dans une cheminée, l'air du foyer s'y échauffe, se dilate et s'élève ; il en est de même de l'air de la chambre qui y arrive continuellement pour remplacer le premier, et qui est fourni par l'air extérieur, qui s'introduit dans l'appartement par les joints des portes et fenêtres ; il s'établit donc un courant d'air dont il est facile de déterminer la vitesse. En effet, cet air dilaté de la cheminée est plongé dans un air plus dense, qui est celui de l'atmosphère ; il est donc pressé de bas en haut par une force égale au poids du volume d'air déplacé (n° 53), et de haut en bas par son propre poids ; il doit donc s'élever en vertu de la différence de ces deux pressions p et p'. Si donc Π et Π' sont les densités de l'air intérieur et extérieur et H la hauteur de la cheminée, on

aura $p = \Pi' H$ et $p' = \Pi H$, et la formule du n° 69 deviendra

$$V = 27{,}90 \sqrt{\frac{H\left(\frac{\Pi'}{\Pi} - 1\right) D}{55{,}95 . D + L}} \text{ pour l'air pur.}$$

Pour avoir la vitesse de l'air à moitié brûlé, on multiplierait encore cette vitesse, d'après M. Péclet, par 0,97, et l'on aurait $V = 27{,}06 \sqrt{\frac{H\left(\frac{\Pi'}{\Pi} - 1\right) D}{55{,}95 . D + L}}$.

Dans cette formule, on n'a pas pris en considération la nature de la substance dont se compose le tuyau ; mais dans les cas ordinaires de la pratique, on pourra néanmoins l'employer sans s'éloigner d'une manière sensible de la véritable vitesse.

Si le tuyau est circulaire et de rayon r, et qu'il ne soit pas rétréci à la sortie, la dépense $E = \pi r^2 V$, d'où $V = \frac{E}{\pi r^2} = \frac{4 E}{\pi D^2}$. En substituant donc cette valeur dans la formule ci-dessus, on aurait une équation qui donnerait le diamètre D du tuyau ; mais cette équation serait du 5e degré. On peut arriver approximativement à cette valeur de D en remarquant que les accroissements de D font changer d'une manière sensible la vitesse V tirée de la formule $V = \frac{4 . E}{\pi D^2}$, tandis que les valeurs de la vitesse tirées de la première équation ci-dessus, et qui sont relatives à ces accroissements, différeront peu ; de sorte qu'en donnant à D différentes valeurs, on verra bientôt quand la valeur de V tirée de la première formule sera plus grande et plus petite que celles tirées de la seconde formule et répondant aux mêmes diamètres ; on aura ainsi deux limites de la valeur de D, entre lesquelles elle se trouvera.

Supposons par exemple qu'il s'agisse de trouver le dia-

mètre de la cheminée par où doit s'écouler 238$^{m.c.c.}$ d'air chaud saturé à 20° par heure, ce qui revient à 0$^{m.c.c.}$,66 = E par 1″. Supposons que la hauteur verticale de la cheminée, ainsi que la longueur développée du tuyau soient = 4 = L = H, et que la température de l'air extérieur soit de 12°, ce qui donne pour sa densité $\pi' = 1,24$ (n° 92). Nous trouvons aussi que la densité de l'air dilaté à la température de 20° = π = 1,208. Supposons à présent que D = 0^m,80 ; la première formule nous donne $V = \frac{4 \times 0,66}{\pi \times (0,8)^2} = 1,31$, et

la seconde $V = 27,06 \sqrt{\frac{0,104 \times 0,8}{55,95 \times 0,8 + 4}} = 1^m,11$.

Ces deux vitesses n'étant pas égales, le diamètre supposé n'est pas le véritable ; cependant elles diffèrent peu, et le diamètre cherché doit s'éloigner peu de 0^m,80. Faisons D = 0,90 ; la première formule donnera $V = \frac{4 \times 0,66}{\pi\,(0,9)^2} = 1^m,04$,

et la seconde $V = 27,06 \sqrt{\frac{0,104 \times 0,9}{55,95 \times 0,9 + 4}} = 1^m,11$;

la première vitesse étant plus petite que l'autre, nous concluons que le diamètre est compris entre 0^m,80 et 0^m,90, et nous prendrons pour la valeur minimum D = 0^m,85.

Si le volume d'air n'était pas donné, et qu'on voulût déterminer le diamètre d'une cheminée d'après la quantité de combustible à brûler, on saurait qu'on admet que pour 1 kil. de houille moyenne, il faut 20$^{m.c.c.}$ d'air à zéro pour la brûler ; pour 1 kil. de bois sec, 10$^{m.c.c.}$; pour 1 kil. de coke, 18$^{m.c.c.}$; pour 1 kil. de charbon de bois, 18$^{m.c.c.}$. Si donc on voulait brûler dans une cheminée 7 kil. de houille par heure, la quantité d'air froid par heure serait 7 × 20 = 140$^{m.c.c.}$, et par 1″, 0,$^{m.c.c.}$039 ; et si la température moyenne de l'air dans la cheminée devait être de 150° (c'est la moyenne entre la température du bas et celle du haut), le volume en air chaud serait 0,039 (1 + 0,00375 × 150)

$= 0,^{m.c.c.} 592$. On se donnerait la hauteur de la cheminée, la température extérieure, la longueur totale du circuit de la fumée, et on opérerait comme ci-dessus.

On peut appliquer ces formules aux cheminées de section rectangulaire; le plus petit côté du rectangle serait la valeur de D.

Pour une cheminée d'appartement, l'expérience a démontré qu'une surface de section de 3 décimètres carrés circulaire ou rectangulaire, suffisait.

105. *Chauffage d'un appartement par la vapeur.* — Il s'agit de trouver la quantité de vapeur nécessaire pour maintenir la température de l'air d'un appartement à un degré donné, en ayant égard aux différentes causes de refroidissement, de calculer la surface des tuyaux en raison de la quantité de calorique qu'ils doivent transmettre, ou de la quantité de vapeur qu'ils doivent condenser, et enfin de déterminer le nombre de kilogrammes de combustible qui doit former cette vapeur.

Pour la salubrité de l'appartement il est nécessaire que tout l'air vicié par la combustion et la respiration soit emporté; et pour cela il est nécessaire, ce qui a été reconnu par l'expérience, de renouveler par heure et par personne $7^{m.c.}$ d'air environ vicié par la respiration et la transpiration, et 340 litres par heure et par chandelle de 6 à la livre; 485 litres par bougie, et 1680 litres pour lampe à gros bec, dans le même temps. Or, cet air vient du dehors et à une température beaucoup plus basse que celle de l'appartement; il faut donc le porter à la température de ce dernier. Il se perd en outre de la chaleur par les murs, mais elle est trop faible pour qu'on la prenne en considération; enfin, il s'en perd par les vitres, et l'on sait, d'après Tredgold, qu'un mètre carré de verre ordinaire maintenu d'un côté à une température constante de 100°, l'autre côté étant en contact avec l'air à 15°, c'est-à-dire pour une différence de tem-

pérature de 85°, laisse passer par heure 968 calories. Ceci posé, il est facile de calculer la ventilation d'un appartement. Supposons qu'il y ait 25 personnes, il faudra donc renouveler par heure un volume d'air $= 7 \times 25 = 175^{\text{m.c.c.}},00$, et pour 8 chandelles par exemple, $8 \times 0^{\text{m.c.c.}},340 = 002,72$.

Ce qui fait un total de $177^{\text{m.c.c.}},72$.

Si la température du dehors était à 0°, et qu'on veuille porter celle de l'intérieur à 15°, il faudra donc par heure $\frac{177,72 \times 15 \times 1,299}{4} = 865,72$ calories, 1,299 étant la densité de l'air (nº 90). Mais il y aura la perte de la chaleur par les vitres, dont il faut tenir compte; et si les fenêtres de notre appartement présentent une surface en vitre de $7^{\text{m.c.}}$, la perte de la chaleur qu'elles occasionnent sera donnée par $85 : 968 :: 15 : x$, d'où $x = \frac{968 \times 15}{85} = 171$ calories pour un mètre carré, et de $171 \times 7 = 1197$ pour $7^{\text{m.c.}}$; la quantité totale de calories à fournir serait donc $865,72 + 1197 = 2062,72$. Ceci suppose que l'air de la chambre n'alimente pas un foyer. Nous savons (nº 99) ce que chaque kil. de combustible demande d'air, on saura donc ce qu'il en faut pour le nombre de kil. de combustible qu'on veut brûler par heure; si ce dernier nombre est inférieur à celui trouvé ci-dessus, celui-ci, qui a servi à la respiration, pourra encore servir pour la combustion; s'il était plus grand, on n'aurait égard dans le calcul qu'au volume d'air que demanderait le foyer. En se donnant la hauteur de la cheminée d'écoulement, on en calculera le diamètre comme dans le nº 104.

L'expérience a démontré que la température de l'air intérieur étant de 15°, et la vapeur à 100°, c'est-à-dire pour une différence de température de 85°, un mètre carré de

fer-blanc condensait par heure		$1^k,07$ de vap.
1 mèt. carré de tôle neuve, dans le même temps,		1,80.
Id.	de tôle rouillée	2,10.
Id.	de tuyau de fonte horizontal	1,87
Id.	*id.* noircie, horizontal	1,70
Id.	de tuyau de cuivre nu, horizontal	1,47
Id.	*id.* noirci	1,70
Id.	*id.* noirci, vertical.	1,98

Si le nombre de calories qu'il faut produire est de 2062,72, comme il faut 650 calories pour un kil. de vapeur, il faudra faire condenser $\frac{2062,72}{650} = 3^k,16$ de vapeur. Si le tuyau que nous voulons employer est en tôle neuve, et que la vapeur soit à 2 atmosphères, sa température sera de 121°,4 (tableau I), et l'on aura la proportion 85 : $121^\circ,4 - 15$ :: 1,82 : x, d'où $x = 2^k,28$ (n° 95) : ainsi, chaque mètre carré condensera $2^k,28$ de vapeur; il faudra donc pour les $2^k,87$, $\frac{3,16}{2,28} = 1^{m.c.},38$ environ. On déterminera la surface de la chaudière, la quantité de combustible, la soupape, comme on le verra dans les autres parties.

106. *Chauffage par les poêles et par les calorifères.* — D'après les expériences de M. Péclet, on peut admettre qu'un mètre carré de surface de tôle de 2 à $3^{m.m.}$ d'épaisseur, laisse passer environ 2000 calories par heure quand la différence moyenne entre la température intérieure du tuyau et la température de la chambre est de 460° cent. ; qu'un mètre carré de surface de fonte de $0^m,01$ d'épaisseur laisse passer par heure de 3000 à 3500 calories dans le même temps, quand la différence moyenne de température entre l'air intérieur et l'air extérieur est de 400° cent. ; et enfin, qu'un mètre carré de terre cuite de $0^m,01$ d'épaisseur laisse passer par heure 15 à 1600 unités quand la différence des températures est d'environ 400°.

La température moyenne de l'intérieur de la cheminée est la moyenne de la température du bas et du haut ; ainsi, après avoir fait un calcul semblable à celui du nº 105, on aura déterminé le volume d'air chaud à fournir par heure, et il nous sera facile de trouver la surface du tuyau qu'il faudra employer, la quantité de combustible, etc.

DEUXIÈME PARTIE.

CALCULS DES MACHINES EXISTANTES, RÉSULTATS, OBSERVATIONS.

107. Le travail mécanique transmis à un récepteur quelconque d'une machine doit vaincre la résistance utile et les résistances nuisibles. Si l'on pouvait donc connaître d'avance la quantité de travail qui doit être dépensée par un outil pour faire un certain ouvrage, et le travail qui doit être absorbé par les frottements et les chocs de la machine, on aurait, en les ajoutant, celui qui doit être développé par le moteur; et comme, au moyen du principe des forces vives, on peut trouver des formules ou des équations de relation entre ce dernier travail et le volume d'eau ou de vapeur nécessaire pour obtenir de la machine l'ouvrage que l'on s'est proposé, on voit que la détermination de ce volume doit se réduire à quelques opérations d'arithmétique que les formules indiquent. Il est donc intéressant de connaître dans chaque espèce d'usine, le travail utile qui répond à un certain ouvrage et le travail des résistances nuisibles, ou simplement le travail moteur qui en est la somme. Avec ces résultats, on pourrait donc, quand on voudrait établir des usines, leur faire faire à peu près l'ouvrage que l'on désire obtenir, et on n'attendrait plus qu'elles fussent établies pour en connaître le produit. C'est dans ce but que nous allons calculer des machines existantes. Commençons par celles mues par l'eau; mais avant, donnons les formules que l'on doit employer dans chaque cas.

FORMULES DES ROUES HYDRAULIQUES.

108. *Équation générale du mouvement d'une roue.* — Représentons par mg le poids d'eau qui arrive sur la roue dans chaque seconde. Si ce poids descend sur cette roue de la hauteur h', son travail depuis son entrée dans la roue jusqu'au point de sortie sera mgh' (nº 8).

On exprime l'effet utile de la machine, qui comprend le travail mécanique qui fait l'ouvrage et celui des résistances passives, par PV, P étant l'effort moteur.

L'eau arrive sur la roue avec une vitesse v, et en sort avec une vitesse w; il y a donc un accroissement de force vive m $(w^2 - v^2)$ (nº 11).

L'eau arrivant sur la roue avec une vitesse v, et cette roue étant animée d'une vitesse différente V, il y a choc, et par conséquent une perte de force vive m $(v - V)^2$, ou plus simplement mu^2; en représentant $v - V$ par u (nº 13), on a donc $mgh' - PV - \frac{1}{2} mu^2 = \frac{1}{2} m (w^2 - v^2)$ (A), ou

$PV = mg \cdot (h + h') - \frac{m}{2} (w^2 + u^2)$ (nº 12), v^2 étant égal à $2gh$ (nº 4); (h est la hauteur relative à la vitesse d'arrivée v de l'eau sur la roue; on la nomme hauteur disponible).

Pour avoir le maximum d'effet, il faudrait que $\frac{m}{2}$ $(w^2 + u^2) = 0$, ce qui donne $u = 0$, $w = 0$, et $PV = mg$ $(h + h')$; mais on ne peut éviter le choc et faire en sorte que l'eau sorte sans vitesse. Cette théorie nous montre du moins que plus w et u seront petits, plus on s'approchera du maximum d'effet.

FORMULES DES ROUES A AUBES PLANES RECEVANT LE CHOC DE L'EAU OU ROUES EN DESSOUS, ET QUI ONT UN JEU DE $0^m,03$ À $0^m,05$.

Dans ce cas, on a $h' = 0$, $V = w$, $u = v - V$, et la formule (A) se réduit à $PV = m(v - V) V^{k.m.}$. Au maximum on a $V = \frac{2}{5} v$. Ces roues ne rendent que les 0,60 de l'effet théorique. En faisant $m = \frac{1000 \cdot E}{g}$ (n° 2) et $g = 9,81$ (n° 1), on trouve, après les réductions, à peu près $PV = 61 . E(v - V) V^{k.m.}$, (B), et au maximum $PV = 300\, E H^{k.m.}$ (B'), H étant la hauteur disponible ou celle qui répond à la vitesse d'arrivée de l'eau sur les palettes.

Lorsque les aubes sont sensiblement plus petites que le coursier, l'effet utile se trouve diminué à cause de l'eau qui passe au-dessous et sur les côtés des palettes; alors il faut diminuer dans la formule, le volume d'eau dans le rapport de la surface de la portion de la palette immergée, à la surface de la section d'eau dans le coursier. La section a' de l'eau dans le coursier $= \frac{E}{v}$, le rapport de la surface a de la partie plongée des palettes à $a' = \frac{av}{E}$, et la formule théorique devient $PV = \frac{1000 . av}{g} (v - V) V$, et d'après les expériences de M. Christian

$$PV = 0,75 \times \frac{1000 . av}{g} (v - V) V = 76,45\, av (v - V) V^{k.m.} \text{ (B'')}.$$

FORMULES DES ROUES VERTICALES À AUBES COURBES.

Dans ce cas, $h' = 0$, $u = 0$. L'eau entre dans la roue avec une vitesse relative $v - V$, et elle la quitte avec la même vitesse; et comme elle est emportée en même temps avec la vitesse de la roue V, la vitesse de l'eau à la sortie,

$w = v - 2V$, et la formule (A) devient $PV = \frac{2.1000.E}{g}$ $(v - V)V$, en y mettant la valeur de m, et au maximum $PV = 1000.E.H^{k.m.}$. D'après l'expérience $V = 0.55\,v$ au maximum d'effet.

Pour les chutes de $1^m,50$ et au-dessus, et des ouvertures de vanne de $0^m,08$ à $0^m,12$, l'effet utile pratique est les 0,65 de l'effet théorique, ainsi dans ce cas les formules deviennent

$PV = 132,52.E\ (v-V)V^{k.m.}$ (c), $PV = 650.E\,H^{k.m.}$ (c').

Pour les chutes de $1^m,30$ et au-dessous, avec des orifices de 0,20 à 0^m30 d'ouverture, l'effet utile pratique est les 0,75 de l'effet théorique, on a donc

$PV = 153\,E\,(v-V)V^{k.m.}$ (c'') environ, et pour le maximum d'effet $PV = 750\,E\,H^{k.m.}$ (c''').

FORMULES DES ROUES DITES DE CÔTÉ, OU ROUES RECEVANT L'EAU SUR LE CÔTÉ EMBOÎTÉES DANS UN COURSIER CIRCULAIRE.

On a ici $u = v - V$, $w = V$, et la formule (A) devient $PV = mgh' + m(v-V)V^{k.m.}$

D'après les expériences faites récemment par M. Morin, quand ces roues reçoivent l'eau par des orifices avec charge sur le sommet, le rapport de l'effet utile pratique est les 0,755 de l'effet théorique, et les 0,799 quand l'eau est donnée à la roue par un orifice en déversoir. Les formules pratiques seraient donc dans ces deux cas, et en mettant toujours $\frac{1000\,E}{g}$ à la place de m, $PV = 755\,E\left\{h' + \frac{(v-V)V}{g}\right\}^{k.m.}$ et $PV = 779\,E\left\{h' + \frac{(v-V)V}{g}\right\}^{k.m.}$

Ces formules supposent que la vitesse de l'eau motrice est dirigée dans le même sens que celle de la roue au point d'entrée ; mais quand ces deux vitesses font un angle γ, alors

on ne considère, dans le calcul de la force vive perdue par le choc, que la composante $v \cos. \gamma$ qui est dirigée dans le même sens de la vitesse de la roue; c'est-à-dire que dans ce cas $u = v \cos. \gamma - V$, et les formules pratiques deviennent

$$PV = 755\, E \left\{ h' + \frac{(v \cos. \gamma - V)V}{g} \right\}^{k.m.} - (D),$$

et $$PV = 799\, E \left\{ h' + \frac{(v \cos. \gamma - V)V}{g} \right\}^{k.m.} - (D').$$

On emploie dans les Alpes une petite roue verticale qui reçoit l'eau de côté; la hauteur de chute est toujours très grande par rapport au diamètre de la roue. A partir du point où l'eau arrive sur la roue, il n'y a que quelques palettes qui soient emboîtées dans un petit bout de coursier circulaire, de sorte que l'eau quitte la roue avant son point le plus bas. On doit concevoir, d'après ce dispositif, que ces petites roues ne doivent pas, à beaucoup près, rendre comme les roues de côté dont nous venons de parler, et comme il existe même assez de jeu entre les palettes et les côtés du petit coursier, le multiplicateur de la formule ne doit pas s'éloigner de 0,55 à 0,60; nous pensons donc que la formule pratique à employer doit être en pareil cas,

$$PV = 550\, E \left\{ h' + \frac{(v.\cos. \gamma - V)V}{g} \right\}^{k.m.} - (D''),$$

ou $$PV = 600\, E \left\{ h' + \frac{(v.\cos. \gamma - V)V}{g} \right\}^{k.m.} \text{ au plus.}$$

Nous nous servirons de ces formules jusqu'à ce qu'on ait déterminé avec le frein dynamométrique le véritable rapport de l'effet utile théorique à l'effet utile pratique; et nous pensons qu'on ne s'éloignera pas sensiblement du véritable travail moteur en les employant, parce que, comme on le verra dans cette seconde partie, le travail moteur trouvé de cette manière, a été à peu près le même que celui qui a été donné en partant du travail de l'outil, et en établissant les équations d'équilibre par rapport à chaque axe.

Quand les roues de côté seront bien emboîtées dans un coursier circulaire jusqu'au-dessous de la roue, que le rayon de la roue ne sera pas plus petit que la chute totale, et que la capacité des augets sera à peu près le double du volume d'eau qui doit y être admis dans $1''$, on emploiera donc les formules (D) et (D'), et même quand la vitesse de la roue variera entre $V = 0{,}30 . v$ et $V = v$. Dans les applications on fera $V = 0{,}50\, v$ jusqu'à $V = 0{,}70\, v$ pour que l'eau s'introduise facilement dans la roue. Quand les roues seront établies comme dans les Alpes, on prendra la formule D'' en y mettant, suivant le cas, les nombres 500 ou 600 à la place de 550.

FORMULES DES ROUES A AUGETS.

La formule (A) nous donnera encore

$P V = m g h' + m (v \cos. \gamma - V) V^{k.m.}$, et comme le rapport de l'effet utile théorique à l'effet utile pratique a été trouvé de 0,78, la formule pratique de cette roue sera après réduction, $P V = 780 . E h' + 102\, E (v \cos. \gamma - V)\, V^{k.m.}$ (E), le coefficient de correction n'affectant que le premier terme.

Cette formule est applicable au cas où les roues marchent avec une vitesse qui n'excède pas 2 mètres à la circonférence lorsqu'elles ont seulement 2 mètres de diamètre, ou $2^{m},50$ si elles sont plus grandes, et quand les augets ne sont pas remplis au delà de la moitié de leur capacité. Le maximum d'effet ne sera pas sensiblement altéré en faisant varier la vitesse de la roue depuis $V = 0{,}30\, v$ jusqu'à $V = 0{,}80\, v$ quand elle est grande, et depuis $V = 0{,}40\, v$ jusqu'à $V = 0{,}60\, v$ quand elle est petite.

Quand, dans les grandes roues, les augets sont aux $\frac{2}{3}$ remplis, le multiplicateur de la formule est réduit à 0,65, la formule pratique est donc, dans ce cas,

$P V = 650 . E h' + 102\, E (v \cos. \gamma - V)\, V^{k.m.}$

Quand les roues sont petites et sont à grande vitesse, ou

que les augets sont remplis au delà des $\frac{2}{3}$ de leur capacité, l'eau sort des augets par l'effet de la force centrifuge, et le volume d'eau e que le premier auget reçoit, ne travaille plus depuis son introduction dans la roue jusqu'au-dessous ; il y a donc dans ce cas deux travaux mécaniques à considérer ; celui du poids d'eau e, depuis son introduction jusqu'au point où le versement commence à se faire, et si h' est la hauteur de laquelle il descend, ce premier travail sera eh'. L'autre travail qui est variable à chaque instant est déterminé au moyen du théorème de Thomas Simpson (n° 8). Si e_1, e_2, e_3, etc., sont les volumes d'eau qui agissent dans chaque auget, à partir du point où le versement commence à se faire, h'' la hauteur verticale depuis ce point jusqu'au-dessous de la roue, k le nombre des augets qui passent par 1″ devant l'orifice ; si on divise cette hauteur en six parties, et en se rappelant que le poids d'un mètre cube d'eau est de 1000 kil., ce second travail sera exprimé par

$$\frac{h''}{18}[e_1 + 4(e_2 + e_4 + e_6) + 2(e_3 + e_5)]\,1000\,k \text{ (n° 8)},$$

et la formule pratique devient pour ce cas,

$$PV = \frac{1000\,E}{g}(v.\cos.\gamma - V)V + 1000\,k$$
$$\left\{eh' + \frac{h''}{18}[e_1 + 4(e_2 + e_4 + e_6) + 2(e_3 + e_5)]\right\}. \quad (E).$$

Pour appliquer cette formule, il faut donc connaître h', h'', e, e_1, e_2.

La dépense E ayant été calculée par les moyens indiqués dans la première partie, si μ est le nombre des augets, n le nombre de tours que la roue fait dans 1′, le nombre des augets qui passera dans ce temps sous la veine fluide sera $= n\mu$, et dans 1″, $\frac{n\mu}{60}$. Donc chacun recevra un volume d'eau $= \frac{60\,E}{n\mu} = e$.

Nous savons calculer la vitesse v de l'eau à l'extrémité du

coursier dont la direction est ca, et si cette direction fait avec l'horizontale bc un angle θ, au moyen de l'équation $y = \frac{g}{2v^2 \cos.^2 \theta} \times x^2 + x \text{ tang. } \theta$, on construira par points la parabole que décrit l'eau en quittant le coursier, et on aura le point de rencontre m de cette courbe avec la circonférence extérieure de cette roue. (*Fig.* 72.)

Si l'orifice est en déversoir, on sait que $ab = 0{,}80\,H$, $ac = 0{,}20\,H$, et le filet moyen est à une distance de $c = \frac{1}{2} ab + ac = 0{,}60\,H$ et alors $v = \sqrt{2g.0{,}6\,H}$. Comme la direction de cette vitesse est à peu près horizontale, on construira la courbe au moyen de l'équation $y = \frac{gx^2}{2v^2}$. (*Fig.* 73.) Voyons maintenant où l'eau commence à sortir de l'auget.

Pour cela, il faut savoir que quand une roue à augets tourne, la surface de l'eau qui est dans chaque auget prend une forme cylindrique qui a pour centre un point situé sur la verticale passant par le centre de la roue et qui est à une distance de ce centre $= \frac{g}{\omega^2}$, ω étant la vitesse angulaire de la roue.

Soit i ce centre, et décrivons de ce point avec les rayons iq, ia, ir..., des arcs de cercle qq', aa', rr', on prendra les surfaces aba', rut, etc., et en les multipliant par la longueur des augets, on aura le volume d'eau renfermé dans chaque auget, ou e_1, e_2, e_3, etc. ; nous connaissons e qui devrait rester dans chaque auget si la vitesse n'était pas très grande, nous pouvons donc savoir vers quel point le volume d'eau d'un auget est égal à e. Dès que le premier volume se trouvera au-dessous de l'autre le versement aura commencé. (*Fig.* 74.)

Avec le point m (*Fig.* 73) et le second point où le versement commence à se faire, on aura h' et h''.

v étant connu, la hauteur correspondante $H = \frac{v^2}{2g}$ le sera aussi, et si h nous représente la hauteur cp, la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue sera $v = \sqrt{2g(H+h)}$; nous savons calculer la vitesse de la roue V; l'angle γ est donné par les 2 tangentes menées par le point de rencontre m, à la circonférence extérieure de la roue et à la parabole, nous pourrons donc avoir le travail moteur PV.

FORMULES DES ROUES HORIZONTALES MUES PAR LE CHOC.

x étant l'angle que forme la veine fluide $o\,o'$ avec la normale à la surface de la palette $c\,d$, et α' l'angle que forme la direction de la palette $c'd$ avec l'horizontale $m\,n$, la formule pratique, d'après Navier, est

$$PV = \frac{2}{3}\,\frac{1000\,E}{g}\left\{\sqrt{2gH}\cos. x - V\sin.\alpha'\right\} V\sin.\alpha'^{\text{k.m.}},$$

(F), et au maximum $PV = \frac{1}{3}\,1000\,E\,H^{\text{k.m.}}$ (F'); formules qu'on peut aussi tirer de (A) en cherchant la vitesse de sortie ψ. (*Fig.* 75.)

Quand les aubes sont beaucoup plus grandes que la section de la veine fluide à son arrivée sur la roue, que l'eau s'échappe facilement au-dessous, et que les aubes sont entre deux tambours, on peut admettre d'après les expériences de MM. Tardy et Piobert, que le rapport de l'effet pratique à l'effet théorique est de 0,70 à 0,75. Ces expériences ont encore appris que le maximum d'effet correspond, dans la pratique, à très peu près à $V = \frac{v}{2\sin.\alpha}$, comme l'indique la théorie. H est toujours relatif à la vitesse d'arrivée sur la roue. Dans les roues que j'ai calculées et qui produisent un bon effet, la vitesse de la roue a toujours été trouvée à peu près, les $\frac{3}{5}$ de celle de l'eau.

FORMULES DES ROUES HORIZONTALES CYLINDRIQUES A PALETTES COURBES.

$$PV = \frac{4}{5} . m \left\{ \sin. \theta \sqrt{2gh} - V + \sqrt{2gH - 2V \sin. \theta \sqrt{2gh} + V^2} \right\} V^{k.m.},$$

H étant la hauteur totale de la chute, ou celle depuis la surface de l'eau jusqu'au dessous de la roue, h la hauteur depuis le niveau de l'eau jusqu'au dessus de la roue, θ l'angle formé par la direction de la veine fluide avec une verticale, et m la masse d'eau dépensée dans 1″. Au maximum on a $PV = \frac{4}{5} . 1000 . E . H^{k.m.}$ (G) et $V = \frac{gH}{\sin.\theta \sqrt{2gh}}$. (*Fig.* 76.)

FORMULES DE LA ROUE PENDANTE.

On établit ces roues sur des cours d'eau et sur le côté d'un bateau ou entre deux bateaux.

On suppose pour établir l'équation du mouvement de cette roue, que l'eau agit sur les aubes comme si elle agissait sur une seule aube verticale fuyant devant le liquide, de sorte que l'effort moteur est représenté par $P = K . 1000 \, \Omega \frac{(v - V)^{2 k.m.}}{2g}$, Ω étant la surface de la partie de la palette qui plonge dans l'eau. L'effet utile de cette roue est donc $PV = K . 1000 \frac{\Omega (v - V)^2}{2g} . V^{k.m.}$, (H); au maximum on trouve $V = \frac{1}{3} v$, et $PV = \frac{4}{27} K . 1000 \frac{\Omega v^{3 k.m.}}{2g}$ (H′). Dans la pratique V s'éloigne peu de $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{5}$ de v, et l'on fait $K = 2.50$.

TURBINES.

Ce sont des roues horizontales dans lesquelles le fluide moteur arrive par l'intérieur et sort par la circonférence extérieure ou *vice versa*.

D'après une expérience faite récemment par M. Morin, sur une turbine de M. Fourneyron, l'effet utile est les 0,70 du travail absolu du moteur, ou de celui du poids d'eau qui s'écoule dans 1″ en tombant de la hauteur totale de la chute. Ces roues ont, comme celles à augets, l'avantage de marcher à des vitesses différentes sans nuire au maximum d'effet. Le rapport 0,70 n'a pas changé bien que la roue ait fait 140 à 240 tours par minute.

D'après les principes exposés dans la première partie, nous pouvons calculer les dépenses d'eau qui font marcher les usines existantes, et avec les formules que nous venons de donner, nous trouverons les quantités de travail transmises à leurs roues motrices et par suite les efforts moteurs en divisant les quantités de travail trouvées par la vitesse de la roue. Connaissant ces efforts et en établissant les équations d'équilibre par rapport à chaque axe, nous trouverons la valeur de la résistance utile et celle de son travail. La différence du travail utile, ou celui qui fait l'ouvrage, au travail moteur, nous donnera le travail perdu par toutes les résistances nuisibles de la machine; enfin en voyant fonctionner les machines et en déterminant bien exactement l'ouvrage fait dans un temps donné, on aura l'ouvrage fait qui répond au travail utile trouvé. C'est ainsi que nous allons procéder pour arriver aux résultats qui nous serviront ensuite à établir les mêmes machines en nous proposant d'en obtenir le meilleur effet.

PAPETERIES.

109. On fait ordinairement le papier avec les chiffons de coton, de chanvre ou de lin. La soie serait trop coûteuse et d'ailleurs sa trituration serait très difficile; les chiffons de laine ne conviennent pas non plus par cette dernière raison et en outre parce qu'ils ne contiennent pas, comme les substances végétales filamenteuses, une espèce de colle qui rend le papier imperméable.

Dans beaucoup de papeteries, on fait pourrir les chiffons pour en faciliter le broiement; mais cette fermentation les détériore et le collage du papier est plus difficile. Il vaut beaucoup mieux hacher les chiffons avec une espèce de hache-paille, comme on le pratique dans certaines fabriques, et le rendre aussi menu que possible. Dès que les chiffons sont en très petits morceaux, on les broie avec les cylindres; un système d'engrenage imprime le mouvement à ces outils et par suite à l'eau qui est renfermée dans les cuves, et par ce dernier mouvement les chiffons sont ramenés sans cesse entre les cylindres et les plaques qui sont au dessous.

Autrefois on broyait les chiffons avec des maillets; le mouvement était donné à un hérisson ou arbre armé de cames; ces cames soulevaient un certain nombre de maillets qui en tombant dans les piles où se trouvaient les chiffons, effectuaient le broiement.

Quand le chiffon est réduit en pâte on le blanchit au chlore; la pâte est mise dans une cuve; les substances qui doivent produire le chlore gazeux, sont renfermées dans des pots de terre et la réaction a lieu par la chaleur que communique l'eau dans laquelle plongent ces pots; le chlore se dégage donc et arrive par des tuyaux dans la cuve qui renferme le chiffon broyé.

Le chiffon formant une pâte liquide, est ensuite amené soit par un plan incliné soit à l'aide de pompes, dans deux cuves

dans lesquelles se meuvent deux agitateurs, ou axes à 2 bras, qui font huit à dix tours par minute, et qui le divisent ou le répandent dans toute la masse d'eau que les cuves contiennent. Cette eau chargée de pâte passe ensuite sur une toile métallique à laquelle on imprime, à l'aide d'une excentrique, un mouvement de va et vient pour que le chiffon ne s'agglomère pas, et qui parcourt 30 à 35 pieds par minute. Le vide est fait au-dessous de cette toile au moyen de pompes aspirantes; l'air atmosphérique presse alors la pâte au-dessus et la rend plus ferme. Cette feuille de pâte passe ensuite sur un drap sans fin que deux rouleaux mettent en mouvement, et entre deux cylindres presseurs; elle est encore conduite par le même moyen entre deux autres cylindres presseurs qui achèvent de former la feuille; après elle est séchée autour d'un cylindre qui est chauffé par de la vapeur condensée, et enfin elle enveloppe le cylindre dévideur. Voilà en quelques mots ce que c'est qu'une machine à papier continu à laquelle le mouvement est donné par une roue hydraulique et par un système d'engrenage. Appliquons maintenant le calcul à ces usines.

Calcul de la papeterie de M. Delcambre, à Maresquel (Pas-de-Calais).

110. Il y a dans cet établissement 10 cylindres pesant environ 900 kil. chacun et l'on en établit encore 8 autres. Les 10 cylindres en activité sont mus par deux roues de côté; l'une qui a seize pieds de large et qui fait marcher 6 cylindres et une pompe à 2 pistons; la seconde roue qui n'a que 4 pieds de large, fait marcher les 4 autres et une machine à couper les chiffons qui n'est qu'un hache-paille. Il y a ensuite deux machines à papier continu qui emploient le chiffon broyé.

La quantité de chiffon broyée par les 10 cylindres marchant jour et nuit, est moyennement de 48750 kil. par mois,

et cette quantité de chiffon broyée, donne 35000 kil. de papier pour journaux. Nous ne donnerons le calcul détaillé que pour la roue de 16 pieds de large et pour une des machines à papier continu.

Données. — La roue motrice donne le mouvement au rouet de force ab qui le communique au rouet bc, celui-ci aux 2 rouets ed et gh et ces derniers engrènent chacun avec les lanternes de 3 cylindres. (*Fig.* 77.)

La roue reçoit l'eau par un orifice en déversoir sans coursier. La hauteur totale de chute $= 1^m.89$. $D = 4^m,55$, $n = 6$, $V = \frac{6 \times 4,55 \times \pi}{60} = 1^m,43$ (n° 3) ; l'épaisseur de l'eau au déversoir est de $0^m,22 = h$, $\frac{H}{h} = 1,25$ (n° 73), d'où $H = 1,25 \times 0,22 = 0^m,275$; $l = 4^m,95$, $m = 0^m,382$ à peu près (n° 73) ; $E = m.l.H\sqrt{2gH} = 1^{m.c.c.},206$ (n° 73). $v = \sqrt{2g\ co}$; $co = ca + ao$, $ao = \frac{1}{2}ab = 0,11$, $ca = bc - ab = H - ab = 0,275 - 0,22 = 0,055$; donc $co = 0,11 + 0,055 = 0,165$, et $v = \sqrt{2g.0,165} = 1^m,80$. (*Fig.* 78.)

La courbe que décrirait l'eau à sa sortie du déversoir, est tracée au moyen de l'équation $y = \frac{g}{2v^2} . x^2$ (n° 108).

Pour $x = 0,1$, on trouve $y = 0,015 = mq$.
— $x = 0,3$ *id.* $y = 0,1362 = m'q'$.
— $x = 0,4$ *id.* $y = 0,24 = m''q''$.
— $x = 0,5$ *id.* $y = 0,3784 = m'''q'''$.

Tous ces points réunis donnent la courbe $oqq' \ldots q'''$, qui rencontre la circonférence extérieure de la roue en un point n qui est à une distance du niveau de l'eau de $0^m,205 = h$, l'eau arrive donc sur la roue avec une vitesse $\sqrt{2g.0,205} = v = 2^m$ environ, et descend sur la roue de la hauteur $h' = 1,89 - 0,205 = 1^m,685$.

L'angle $g\,n\,i$ formé par les tangentes $f\,g$ et $h\,i$ menées à la circonférence extérieure de la roue et à la parabole $o\,q\,q'\ldots q''$, au point de contact, est de $47° = \gamma$ dont le cosinus est 0,68 ; en substituant tous ces nombres dans la formule

$$PV = 799 . E \left\{ h' + \frac{(v \cos.\ \gamma - V).V}{g} \right\}^{k.m.}, (D'), (n° 108),$$

on trouve PV = $1614^{k.m.} = 21^{ch.\ vap.}, 51$ environ.

Nous avons dit que cette roue faisait marcher avec les 6 cylindres, une pompe à deux pistons de $0^{m},32$ de diamètre, qui s'élèvent de $0^{m},32$ à chaque oscillation, et qui élèvent l'eau, depuis le niveau du réservoir, à une hauteur de $5^{m},52$. Le volume engendré par un piston en descendant ou en montant $= \pi r^{2} \times 0,32 = 0,0256$, et par les 2 pistons $2 \times 0,0256 = 0,0512$; le poids de l'eau élevée à chaque oscillation entière, en admettant que le volume engendré soit égal au volume lancé, $= 0,0512 \times 1000 = 51^{k.},20$, et le travail utile dans une oscillation entière $= 51,20 \times 5,52 = 282^{k.m.},62$ (n° 2) ; nous doublerons pour le frottement ; nous aurons donc pour le travail moteur dans une oscillation entière, $2 \times 282.62 = 565^{k.m.},24$. Il se fait 28 oscillations dans une minute, le travail moteur dans $1''$ sera donc $\frac{565,24 \times 28}{60} = 263^{k.m.},77 = 3^{chev.\ vap.},52$ environ ; il reste donc pour les 6 cylindres $21,52 - 3,52 = 18^{chev.\ vap.}$.

En admettant que 6 cylindres fassent les $\frac{6}{10}$ de l'ouvrage, ce qui ne doit pas s'éloigner beaucoup de la vérité, ou les $\frac{6}{10}$ de 48750 kil. = 29250 kil., ou $40^{k.},63$ par heure, chaque cheval-vapeur broiera par heure $\frac{40,63}{18,00} = 2^{k.},26$. Ou bien puisque 6 cylindres broient $40^{k.},63$ de chiffons par heure, chaque cylindre en broiera $\frac{40,63}{6} = 6^{k.},77$ et pour chaque cylindre il faudra $\frac{18}{6} = 3^{chev.\ vap.}$.

Il y a dans la papeterie de M. Delcambre, 2 engrenages pour chaque cylindre comme chez M. Fortous, en admettant encore que le travail perdu soit les $\frac{2}{5}$ du travail moteur (nº 113), ce qui du reste est confirmé par le calcul de plusieurs usines, nous aurons le travail moteur 18 chev. vap. $=$

$18 \times 75 = 1350^{k.m.} = pv + \frac{2}{5} . 1350$, d'où le travail utile

$pv = 810^{k.m.}$, et comme ce travail utile fait broyer $40^{k.},63$ de chiffons par heure, ou $0^{k.},01128$ par $1''$, $1000^{k.m.}$ de travail utile en feront broyer $0^{k.},0139$. Dans cette usine les axes des cylindres sont graissés de manière à diminuer le frottement le plus possible.

Calcul d'une des machines à papier continu de M. Delcambre, mue par une roue de côté, l'eau étant donnée par un orifice de vanne sans coursier.

111. *Données.* — $D = 4^m,55$, $n = 10,5$.

$V = \frac{10,5 \times \pi \times 4,55}{60} = 2^m,50$; la hauteur de l'eau sur le centre de l'orifice de la vanne $= 0,94$, $\sqrt{2g . 0,94} = 4^m,29 = v$.

En traçant la parabole que décrit l'eau en sortant de l'orifice comme nous venons de le faire, nous aurons

$$y = \frac{g}{2v^2} . x^2 = 0,27 x^2$$

pour $x = 0,1$ $y = 0,0027$

$x = 0,5$ $y = 0,0675$

$x = 1,0$ $y = 0,270.$

Ce qui donne la courbe, et son point de rencontre avec la circonférence extérieure de la roue se trouve à une distance du niveau de l'eau $= 0^m,95$. La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue sera donc $v = \sqrt{2g, 0,95} = 4^m,316$; la hauteur totale de la chute étant $1,65$, on aura $h' = 1,65 - 0,95 = 0,70$.

La dépense $= m. a. \sqrt{2 g H}$, $H = 0{,}94$, $a = 0{,}14 \times 1{,}25 = 0{,}175$.

D'après le tableau B et en faisant une proportion, on trouve $m = 0{,}611$ dans le cas de la contraction complète; mais les 2 contractions sur les côtés de l'orifice sont évitées, celle de dessous ne l'est pas et celle au-dessus l'est en partie. Si la contraction était évitée sur trois côtés, on aurait $m = 0{,}611 \times 1{,}125 = 0{,}687$; si elle ne l'était que sur deux, on aurait $m = 0{,}611 \times 1{,}072 = 0{,}655$; nous prendrons $m = \frac{0{,}687 + 0{,}655}{2} = 0{,}671$.

Donc $E = 0{,}671 \times 0{,}175 \times 4{,}29 = 0^{m.c.c.},504$.

L'angle γ a été trouvé de $46^{o},22'$,

et la formule $PV = 755\,E\left\{h' + \frac{(v \cos.\gamma - V)\,V}{g}\right\}^{k.m.}$,

nous donne $PV = 312^{k.m.};41 = 4^{chev.\ vap.},16$. (N° 108).

Cette machine fait moyennement 1218 kil. de papier pour journaux en 45 heures, ou 27 kil. environ par heure. Chaque cheval vapeur en fait $\frac{27}{4{,}16} = 6^{k.},49$ environ.

27 kil. de papier répondent à peu près à $27 + \frac{27}{4} = 33^{k.},75$ de chiffons; et puisqu'il faut un cylindre pour en broyer $6^{k.},77$ par heure, il faudra à peu près 5 cylindres pour alimenter une machine à papier continu de la force de celle de M. Delcambre.

Calcul de la machine à papier continu de M. Marquien, à Vizille (Isère), mue par une roue à augets recevant l'eau par dessus.

112. $D = 4^{m},38$, $n = 6{,}50$, $V = \frac{6{,}50 \times \pi \times 4{,}38}{60} = 1{,}49$;

la vitesse de l'eau a été prise dans le canal avec un petit rouet en

fer-blanc et dans un endroit où la surface de la section transversale est de $0^{m.c.},0255$, la vitesse moyenne étant de $1^{m},20$; la dépense est donc $E = 0,0255 \times 1,20 = 0^{m.c.c.},03$. La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue a été trouvée de $1^{m},34 = v$, $h' = 4^{m},35$, et $\gamma = 13°$. Ces trois dernières valeurs ont été trouvées par la construction de la courbe décrite par l'eau, et la formule

$PV = 780\,E\,h' + 102\,E\,(v \cos.\gamma - V)\,V^{k.m.}$ (n° 108),
nous a donné $PV = 100^{k\,m.},93 = 1^{chev.\,vap.},35$, ou environ un cheval vapeur et tiers.

Quand cette machine travaille sans discontinuer, elle peut faire environ 36 rames de papier à lettres de 6 kil. chacune, ce qui fait 216 kil. en 24 heures, ou $8^{k.},16$ par heure, ce qui revient à $6^{k.},04$ par cheval vapeur.

Calcul de la papeterie de M. Fortous, établie à Jouques (Bouchés-du-Rhône).

113. Cette usine est mue par une roue à augets qui reçoit l'eau de côté; elle ne fait marcher qu'un cylindre. $D = 3^{m},41$, $n = 9$, $V = \dfrac{9 \times \pi \times 3,41}{60} = 1^{m},61$. L'eau arrive sur la roue par un orifice en déversoir; la dépense trouvée au moyen de la formule du n° 73, et dans le canal au moyen d'un flotteur, est à peu près de $0^{m.c.c.},244 = E$, ou environ un quart de mètre cube par seconde. Il n'y a point de coursier, et la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue est due à la hauteur de $0^{m},90$, c'est-à-dire que $v = \sqrt{2g \cdot 0,90} = 4^{m},20$; $\gamma = 30°$; $v \cos.\gamma = 4,20 \times 0,866 = 3,64$, $h' = 1,70$ et le travail moteur $PV = 780 \times 0,244 \times 1,70 + 102 \times 0,244\,(3,64 - 1,61) \times 1,61 = 404,87$ $= 5,40$ chevaux vapeurs environ, d'où $P = \dfrac{404,87}{1,61} = 251^{k.}47$.

50 kil. de chiffon sont broyés en 4 heures et demie, ce qui revient à $11^{k.},11$ par heure, et à $0^{k},00308$ par seconde.



Puisque pour broyer $11^{k},11$ de chiffon dans une heure il faut un travail de $5^{ch},40$, dans une seconde un cheval vapeur broiera $2^{k},06$ environ, ce qui est un peu moins que chez M. Delcambre; on ne doit point en être étonné, car les pertes occasionnées par les frottements doivent être proportionnellement moindres dans les machines à plusieurs cylindres que dans la machine où on n'en fait marcher qu'un.

Cherchons maintenant le travail utile en établissant les équations d'équilibre par rapport à chaque axe. (*Fig.* 79).

Données. — Le rayon primitif du rouet vertical $= 1^{m}$, celui du rouet horizontal $= 1^{m},69$; le rayon de la grande lanterne $= 0^{m},45$, celui de la lanterne du cylindre $= 0^{m},26$, celui du cylindre $0^{m},28$, le rayon du tourillon de l'arbre de la roue motrice $= 0^{m},035$, celui du pivot de la grande lanterne $= 0^{m},025$, et celui de l'axe du cylindre aux points d'appui $= 0^{m},045$. Le rouet horizontal a 79 dents, celui qui est vertical en a 48; la grande lanterne a 24 fuseaux, et la lanterne du cylindre 11. La roue motrice, son arbre et le rouet vertical pèsent ensemble 2480 kil.; le rouet horizontal et la grande lanterne pèsent ensemble 1200 kil.

1re *Équation d'équilibre.* — Les forces qui agissent autour de l'axe $a'' b''$ sont la puissance P, la réaction q qui a lieu contre les dents du rouet, le frottement des tourillons de l'arbre de la roue motrice et celui des dents contre les fuseaux de la grande lanterne. Le poids total du cylindre est de 840 kil.

Le moment de $P = P \times 1,705 = 251,47 \times 1,705 = 428,76$.

La force motrice P agit à peu près verticalement, et la réaction q se fait dans le sens horizontal, donc le moment du frottement des tourillons est $rf\sqrt{(2480 + P)^2 + (q)^2}$. Nous ferons d'abord $q = 0$; $r = 0,035$, $f = 0,25$ (*Fer sur*

coussinets en fonte, surfaces peu onctueuses, tableau E), et nous aurons d'abord pour ce frottement $23^k,90$. Sans le frottement des dents nous aurions donc $428,76 = 23,90 + q \times 1$, d'où $q = 404,86$. En introduisant cette première valeur de q sous le radical, et en faisant usage de la formule $R = 0,96\,P + 0,4\,Q$ (n° 16), nous trouverons pour le moment du frottement des tourillons suffisamment approché, $24^k,26$, et la 2ᵉ équation d'équilibre $428,76 = 24,26 + q \times r$, nous donnera $q = 404,40$, valeur qui va nous servir pour trouver le moment du frottement des dents $= f' \cdot q \cdot \pi \left(\frac{m + m'}{m \cdot m'}\right) \times 1$. Or $m = 48$, $m' = 24$, $f' = 0,15$ (*Chêne contre fonte, surfaces légèrement onctueuses*, tableau E), $\pi = 3,1416$, $q = 404,40$; ce qui donne pour ce moment $11^k,89$. La 1ʳᵉ équation d'équilibre sera donc $428,76 = 24,36 + 11,89 + q \times 1$, d'où $q = 392^k,51$.

2ᵉ *Équation d'équilibre par rapport à l'axe a‴ b‴.* — On aura ici moment de $q = 392,51 \times 0,45 =$ au moment de q' + au moment du frottement des dents contre les fuseaux de la petite lanterne + au moment du frottement du pivot de l'axe $a''' b'''$, ou $176,62 = q' \times f' \times \pi \times 1,69 \left(\frac{m + m'}{m \cdot m'}\right) + \frac{2}{3} \times 0,025 \times 1200 \times f'' + q' \times 1,69$ $f'' = 0,18$ (*Fer sur bronze, surfaces un peu onctueuses*, tableau E), donc $\frac{2}{3} \times 0,025 \times 1200 \times f'' = 3,60$; $m = 79$, $m' = 11$, $\pi = 3,1416$, $f' = 0,15$; l'équation d'équilibre se réduit donc à $176,62 = q' \times 1,77 + 3,60$, d'où $q' = 97^k,75$.

3ᵉ *Équation d'équilibre par rapport à l'axe du cylindre.* — On aura moment de $q' = q' \times 0,26 =$ au moment de la résistance Q des chiffons + au moment du frottement de l'axe du cylindre, ou $q' \times 0,26 = Q \times 0,28 + rf''' \sqrt{(840)^2 + (97,75 + Q)^2}$, $q' = 97,75$, $r = 0,045$,

$f' = 0,19$ (*Fer sur coussinet en bronze, surfaces onctueuses et mouillées d'eau*, tableau F). Nous ferons encore $Q = 0$, et nous servant toujours de la formule $R = 0,96\,P + 0,4\,Q$, pour déterminer la résultante de la pression sur l'axe du cylindre, nous aurons d'abord pour le moment du frottement de cet axe, $7^k,23$; l'équation deviendrait $25,41 = Q \times 6,28 + 7,23$, d'où $Q = 64^k,93$; on met cette valeur sous le radical, et l'on a pour le moment du frottement de l'axe du cylindre suffisamment approché, $7,45$; l'équation devient alors $25,41 = Q \times 6,28 + 7,45$, d'où $Q = 64^k,14$ pour la résistance utile. Le nombre de tours du cylindre est donné par $\frac{79 \times 48}{24 \times 11} \times 9 = 129^t,26$; la vitesse de $Q = \frac{129,26 \times \pi \cdot 0,56}{60} = 3^m,79$; donc le travail utile $= 64,14 \times 3,79 = 243^{k.m.},09$, et le travail perdu $= 404,87 - 243,09 = 161^{k.m.},78$, ou les $0,399$, ou $\frac{2}{5}$ à peu près du travail moteur, et les $0,665$ ou $\frac{2}{3}$ du travail utile.

Le travail utile $243^{k.m.},09$ répondant à $0^k,00308$ de chiffon broyé dans $1''$, $1000^{k.m.}$ de travail utile répondront à $0^k,0127$ environ de chiffon broyé.

Voyons encore ce qui se perd par les frottements des différents engrenages séparément.

Le travail de P.	$= 404^{k.m.},87$
La vitesse de $q = \frac{9 \times \pi \times 2}{60} = 0,94$ et son travail $= 392,51 \times 0,94$.	$= 368,\ 94$
Le travail perdu par le 1ᵉʳ engrenage et par les tourillons de la roue motrice.	$= 35,\ 93$

ou les $0,088$ du travail moteur, ce qui est un peu plus du $\frac{1}{11}$.

Le travail de q . . . . $= 368^{k.m.},94$

La vitesse de $q = \frac{20 \times \pi \times 2 \times 1,69}{60} =$ 3,54 environ, et son travail $= 97,75 \times 3,54 = 346,\ 03$

Le travail perdu par le 2ᵉ engrenage et par l'axe du pivot de l'axe $a''\ b'''$ est donc . . . . . . $22,\ 91$

ou les 0,056 du travail moteur, un peu moins du $\frac{1}{18}$ᵉ.

Le travail de q . . . . $= 346^{k.m.},03$

Le travail utile . . . . $= 243,\ 09$

Le travail perdu par l'axe du cylindre est donc. . . . . $102^{k.m.},94$

ou les 0,254 du travail moteur, à peu près le $\frac{1}{4}$. Ceci nous montre combien il importe d'enduire souvent cet axe d'huile d'olive, de saindoux ou de suif, comme on le fait dans quelques papeteries, puisqu'alors on aurait $f'' = 0,07$ à $0,08$ (tableau E), au lieu de 0,19.

Si nous avons bien opéré, la somme de ces trois pertes doit faire à peu près la perte totale que nous avons trouvée ci-dessus, ou $161^{k.m.},78$, et en effet $35,93 + 22,91 + 102,94 = 161^{k.m.},78$.

Calcul de la papeterie de M. Bournat, établie à Jouques (Bouches-du-Rhône).

114. La roue est à augets et reçoit l'eau au-dessus.

Avec un rouet en fer-blanc léger nous avons trouvé sur un point déterminé du canal $E = 0^{m.c.c.},220$; $D = 3^{m},90$, $n = 12$, $V = \frac{12 \times \pi \times 3,90}{60} = 2,45$. Le canal est fort long et irrégulier; en ayant égard aux différents orifices par où passe l'eau, le calcul nous a donné pour la vitesse d'arrivée $v = 0,75 \sqrt{2g \cdot 1,86} = 4^{m},53$, nous avons encore trouvé $\gamma = 11°$, $h' = 3,70$. La formule à employer dans ce

cas est $P V = 650 E h' + 102 E (v \cos. \gamma - V) V = 638^{k.m.},49 = 8,51$ chevaux vapeurs.

La roue motrice fait marcher deux cylindres dont un pèse 840 kil. et l'autre 640 kil.; 50 kil. de chiffon sont broyés par le grand cylindre en 4 heures et demie, et 40 kil. le sont dans le même temps par le plus petit, ce qui fait 20 kil. par heure par les deux cylindres; et puisqu'il faut pour faire cet ouvrage un travail moteur de 8,43 chevaux vapeurs, un cheval vapeur pourra donc broyer $\frac{20}{8,43} = 2^{k},37$ à peu près, plus que chez M. Delcambre, ce qui ne devrait pas être si tout se passait de la même manière, et si les chiffons présentaient la même résistance; mais ceci, joint aux autres résultats, doit nous indiquer la limite dans laquelle nous devons nous tenir pour les établissements à faire.

Nous avions encore fait le calcul de la papeterie de M. d'Albertas, établie à Mérargue, dont la roue n'a pas la capacité convenable, et qui perd par cette raison une partie de son eau difficile à estimer. Nous n'en parlerons pas, d'autant plus qu'il ne nous apprendrait rien de plus.

Résumé de ces calculs. — D'après les résultats obtenus, nous admettrons 1°, quand on voudra baser le calcul d'établissement d'une papeterie sur la quantité de chiffon broyée par un cheval vapeur, qu'avec ce travail on pourra broyer au moins $2^{k}.00$ de chiffons par heure quand la roue fera marcher plusieurs cylindres de 8 à 900 kil., comme quand il n'y aura qu'un seul cylindre ou des cylindres de 6 à 700 kilogrammes.

2°. Quand on voudra partir du travail utile, que $1000^{k.m.}$ de ce travail répondent à $0^{k}.012$ de chiffons broyés dans $1''$, et que le travail perdu est les [illegible] du travail moteur et les [illegible] du travail utile quand il y a deux engrenages; enfin, que pour augmenter cette machine d'un engrenage, il faudrait encore ajouter le 17e ou le 18e du travail moteur au travail utile que l'on voudrait réaliser.

Calcul de la papeterie à maillets de M. Gond, située sur le Jabron (Basses-Alpes).

115. *Données.* — Cette papeterie est mue par deux roues à augets, l'une qui a $2^m,24$ de diamètre, l'autre $1^m,90$. Nous ne calculerons que la partie de l'usine dont le mouvement est donné par la première roue. Chaque roue fait soulever 15 maillets; il y a une pile pour 3 maillets, par conséquent il y a en tout 10 piles et 30 maillets. On met 20 livres du pays de chiffons dans chaque pile ou 100 livres dans 5 piles, ce qui répond à 40 kil., et il faut 24 heures pour les broyer. 125 livres de chiffons broyés font 100 livres de papier ordinaire.

Le poids de chaque tête de maillet est de $46^k,73 = P$, celui du manche $= 6$ kil. $= P'$; le poids de la roue est de 644 kil., et celui du hérisson 1000 kil., ce qui fait un total de 1664 kil. Il y a 5 maillets continuellement suspendus.

$D = 2,24$, son rayon $R = 1^m,12$, $n = 26,66$ tours par minute; $V = \frac{26,66 \times \pi \times 2,24}{60} = 3^m,12$ environ. Le rayon du hérisson $= 0,13$, et la longueur de la came $= 0^m,11$.

Nous allons chercher le travail moteur en établissant les équations d'équilibre par rapport à l'axe a du maillet, et ensuite par rapport à l'axe b de la roue. (*Fig.* 80.)

1re *Équation d'équilibre.* — Les forces qui agissent autour de l'axe a, sont 1°, la force q qui agit de bas en haut, et dont le moment, par rapport à l'axe a, est $q \times ar = q \times 1,22$. 2°, le poids de la tête du maillet dont le moment $= 46,73 \times 0,85 = 39,72$. Quand le maillet est soulevé, l'arc que décrit l'extrémité de son manche n'étant que de 5°, le bras de levier moyen de cette force diffère très peu de 0,85, aussi regardons-nous cette fraction comme le bras de levier moyen. 3°, le poids du manche dont le moment $= 6 \times 0,60 = 3^k,60$. Le frottement de l'axe a; la pression

sur cet axe $= q - (46,73 + 6)$; $r = 0,02$, $f = 0,07$, et ce moment $= rf\{q - (46,73 + 6)\}$. La première équation d'équilibre sera donc $q \times 1,22 = 39,72 + 3,60 + 0,0014 (q - 52,73)$, d'où $q = 35^{k},49$.

2° *Équation d'équilibre.* — Les forces qui agissent autour de l'axe b, sont 1°, la force q; 2°, le frottement de la came contre le mentonnet; 3°, le choc de la came contre le mentonnet; 4°, le frottement du tourillon de l'arbre de la roue; 5°, la force motrice P.

Moment de q. — $q = 35,49$; il y a 5 maillets constamment suspendus; la force totale sera donc $5 \times 35,49 = 177,45$; son bras de levier ac est d'abord $0^{m},24$; l'extrémité de ce levier décrit un arc de 25° environ; son bras de levier qui répond au milieu de la course $= \cos. 12°,30 \times 0,24 = 0^{mr},23$, et le moment $= 40,81$ environ.

Moment du frottement de la came contre l'extrémité du manche. — La pression totale $= 177,45$, $f = 0,15$ (*Chêne sur chêne, surfaces glissant l'une sur l'autre et légèrement onctueuses*, tableau E). Ce frottement $= 177,45 \times 0,15 = 26,62$; cette force agit à peu près dans une direction horizontale; lorsque la came est dans la position bc, le bras du levier est nul; lorsque bc est dans la position indiquée par la figure, le bras de levier est $co = \sin. 25° \times 0^{m},24 = 0,10$; donc le bras de levier moyen est $= \frac{0,10}{2}$, et ce moment $= 26,62 \times 0,05 = 1,33$. (*Fig.* 81.)

Moment de la force perdue par le choc. — Le travail perdu par le choc est la moitié de la force vive $\frac{m'}{m + m'} \times m V^2$ (n° 13); les deux corps qui se choquent tournant autour de deux axes, il faut substituer à leurs masses leurs moments d'inertie: nous prendrons donc $m = \frac{Pr^2}{2g}$

$\frac{1000 \times (0,13)^2}{2 \times 9,81} = 0,86$. La vitesse angulaire $V_1 = \frac{26,26 \times 2\pi}{60} = 2,75$ environ, et $m V_1^2 = 0,86 \times (2,75)^2 = 6,50$; $m' = \frac{P}{g} R^2 + \frac{P'}{g}\left(R'^2 + \frac{b^2 + c^2}{12}\right)$; $P = 46^k,73$, $P' = 6$, $R = 0,85$, $R' = 0,60$, $b = 0,14$, $c = 1,22$, donc $m' = 3,43 + 0,30 = 3,73$; $\frac{m'}{m + m'} \times m V_1^2 = \frac{3,73}{0,86 + 3,73} \times 6,50 = 5,28$, et le travail perdu par le choc $= \frac{5,28}{2} = 2,64$. Ce travail est consommé en un point dont la vitesse $= \frac{26,26 \times 2\pi \times 0,24}{60} = 0,66$; donc l'effort perdu par le choc $= \frac{2,64}{0,66} = 40$. Chaque fois que le hérisson fait un tour, il y a 45 chocs, et comme dans 1″ il fait $\frac{26,26}{60} = 0,44$ tours environ, il n'y aura donc dans ce temps que $0,44 \times 45 = 19,80$ chocs; donc la force totale perdue par les chocs $= 19,80 \times 48 = 79,20$, et son moment $= 79,20 \times 0,24 = 19$.

Moment du frottement des tourillons de l'arbre de la roue. — Les forces qu'il faut transporter parallèlement à elles-mêmes sur le tourillon pour avoir la pression totale qui y est exercée, sont 1°, le poids du hérisson et de la roue $= 1664$ qui agit de haut en bas; 2°, la force perdue par le choc $= 79,20$ qui agit de haut en bas; 3°, la force totale $q = 177,45$ qui agit de haut en bas; 4°, la force motrice P qui est à peu près verticale, et qui agit sur le côté de la roue; 5°, la résistance du frottement des cames $= 26,62$ qui agit horizontalement; on aura donc pour ce moment $rf \times \sqrt{(26,62)^2 + (1664 + 79,20 + 177,45 + P)^2}$; $r = 0,02$, $f = 0,08$ (*Fer sur bronze, surfaces enduites de suif*). On fera d'abord $P = 0$, et l'on aura pour ce moment $3^k,07$. On

établira l'équation des moments $P \times 1,12 = 40,81 + [illegible]3 + 19 + 3,07$, qui donnera une première valeur de $P = \frac{64,21}{1,12} = 57,32$. On substituera cette valeur de P sous le radical qui donnera un second moment du frottement des tourillons $= 3,05$, et la deuxième équation d'équilibre sera $P \times 1,12 = 40,81 + 1,33 + 19 + 3,05$, d'où $P = 57^{k.},31$. Le travail moteur sera donc $PV = 57,31 \times 3,12 = 178,81 = 2,38$ chevaux vapeurs environ.

Il y a 5 maillets du poids de $5 \times 46,73 = 233,65$ qui sont continuellement suspendus, et qui ont pour vitesse moyenne $\frac{5,16 \times 2 \times 0,85}{60} = 0,459$; donc le travail utile $= 233,65 \times 0,459 = 107,25$. Le travail perdu sera donc $178,81 - 107,25 = 71,56$, ou les $0,40 =$ environ $\frac{2}{5}$ du travail moteur, et les $0,66 =$ les $\frac{2}{3}$ du travail utile.

Il est broyé par les 15 maillets, 40 kil. de chiffons pour papier ordinaire, en 24 heures, ou $1^{k.}67$ dans une heure, et il faut pour faire cet ouvrage un travail de 2,38 chevaux vapeurs, donc, avec un cheval vapeur on en broira $0^{k.}70$; c'est-à-dire que les 15 pilons ne font que le [illegible] environ de l'ouvrage que l'on obtient avec un cylindre.

Calcul d'une autre usine de M. Gond.

116. M. Gond a remplacé les maillets par 2 cylindres : un qui pèse environ 800 kil., et l'autre 400. Il n'y a plus qu'une seule roue à augets qui reçoit l'eau au-dessus, et qui a 6^{m} de diamètre. Le calcul relatif à l'établissement de l'usine a été basé sur les résultats du nº 114, ou sur $0^{k.},012$ de chiffons broyés par $1000^{k.m.}$ de travail utile. Quelque temps après la construction de cette usine, nous l'avons calculée ; dans ce moment, la dépense trouvée dans le canal était $E = 0^{m.c.},[illegible]15$. La section de l'eau vers l'extrémité du coursier était $0^{m.c.},[illegible]$

donc la vitesse à cette extrémité était $= \frac{0,115}{0,066} = 1^m,74$, et la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue

$$= v = \sqrt{(1,74)^2 + 2g \cdot 0,075} = 2^m,12.$$

Nous avons construit la courbe que décrit l'eau au moyen de l'équation $y = \frac{9,81}{2(1,74)^2} \times x^2 = 1,62x^2$. Les coordonnées de cette courbe sont $x = 0,1$, $y = 0,016$; $x = 0,2$, $y = 0,064$; $x = 0,3$, $y = 0,1458$; $x = 0,5$, $y = 0,405$; $x = 0,8$, $y = 1,03$. La courbe construite avec ces coordonnées nous a donné le point de rencontre avec la circonférence extérieure de la roue, et par suite $h' = 5^m,96$, $\gamma = 40^o$ environ, $n = 3$. $V = \frac{3 \times \pi \times 6}{60} = 0,94$; enfin on trouve le travail moteur $PV = 780\,Eh' + 102 \cdot E(v\cos\gamma - V)V = 534,61 + 66,20 = 542^{k},00$. Voyons quel est le travail utile. (*Fig.* 82.)

Il y a dans cette usine trois engrenages, trois maillets qui servent à broyer du plâtre, et deux laminoirs en fonte du poids de $167^k,50$, qui font 25 à 28 tours par minute, et qui servent à lisser le papier. Nous savons que deux engrenages et le frottement des tourillons et axes des cylindres absorbent les $\frac{2}{5}$ du travail moteur ou $\frac{2}{5}$ de $542^{k},00 = 216,80$ (n° 114).

Nous savons encore que le deuxième engrenage (n° 110) absorbe le 18e environ du même travail; prenons-en le 16e, ou $\frac{542,00}{16} = 33,88$ pour le troisième engrenage. Nous savons enfin qu'il faut un travail moteur de $176^{k.m.}$ pour 15 maillets, et comme ce sont les mêmes, nous prendrons $\frac{148,81}{6} = 35^{k.m.}$ pour les 3 maillets. Nous estimons au plus à $8^{k.m.}$ ce que demande ce laminoir pour lisser le papier, de sorte que la quantité de travail utile $= 542,00 - (216,80 + 33,88 + 35 + 8) = 248^{k.m.},32$. Dans 3 heures de travail nous avons vu broyer 35 kil. de chiffons pour papier ordi-

naire, ce qui fait $0^{k},00324$ par seconde; et pour faire cet ouvrage il a fallu un travail utile de $248^{k},32$, donc avec $1000^{k.m.}$ du même travail on broiera $0^{k},0130$, ce qui confirme les résultats énoncés. Dans les autres usines calculées, il n'y avait que deux engrenages et point de maillets ni laminoirs.

MOULINS A SCIER.

MOULIN A SCIER LE BOIS, A MOUVEMENT ALTERNATIF ET A MOUVEMENT CIRCULAIRE.

117. La composition de ces machines est plus ou moins compliquée. Dans les départements des Basses- et Hautes-Alpes, où l'on trouve de grandes chutes d'eau, on fixe simplement la manivelle à l'arbre K de la roue motrice, qui n'a ordinairement que 2 mètres environ de diamètre; il n'y a donc ni rouet ni lanterne pour transmettre le mouvement au châssis de la scie. A l'axe de la roue qui fait mouvoir le chariot, se trouve une vis qui, en tournant dans des écrous fixes aux entretoises extrêmes de ce châssis, le fait marcher. (*Fig.* 83 et 84).

D'autres moulins à scier se composent d'une grande roue motrice qui fait tourner un rouet *ab* fixé à son arbre K; celui-ci engrène dans une lanterne L, à l'axe de laquelle est fixée une manivelle M qui fait monter et descendre la scie. (*Fig.* 85).

Pour concevoir comment la pièce de bois à scier avance vers la scie, il faut savoir qu'un bras du levier *ed* est fixé à l'entretoise supérieure *am* du châssis, et a un long essieu *d* en bois qui tourne sur deux tourillons; à l'extrémité de cet essieu est attachée avec charnière une hampe *ab* portant un pied de biche qui aboutit sur les dents d'une petite roue A; le moyeu de cette roue est traversé par un essieu en fer qui sert d'axe à deux lanternes, lesquelles s'engrènent avec les dents des côtés d'un châssis appelé chariot, qui porte la pièce

de bois, de sorte que quand la scie monte, le bras de levier *cd* qui est fixé à son châssis, fait tourner le long cylindre *d* qui pousse le pied de biche ; celui-ci fait tourner la petite roue et les lanternes qui engrènent dans les dents du châssis et le font avancer ainsi que la pièce de bois. Quand la scie descend, le pied de biche recule un peu, et pour que la petite roue ne tourne pas en sens contraire, un déclit E fixe au plancher le retient en s'accrochant contre un de ses crans. (*Fig.* 83, 86 et 128.)

Dans le moulin à scier le bois d'Abbeville, le mouvement est donné à la manivelle *ab* comme la figure 87 le représente. Au moyen de la barre *de* (*Fig.* 87 et 88) et d'une excentrique fixée à l'axe *ac* du volant *ry*, le levier coudé *efg* oscille autour du point *f*, et fait reculer et avancer alternativement le pied de biche *gh* qui force la roue dentée *hkl* à tourner ; à l'axe de cette roue se trouve un petit rouet qui engrène dans la longue crémaillère *mn* (*Fig.* 89) qui sert de chariot ; un déclit *ik* arrête la roue dentée lorsque le pied de biche désengrène pour aller saisir une nouvelle dent. Le bouton *y* fixé à l'extrémité de la barre *de*, peut se dévisser de manière qu'on le porte à droite ou à gauche dans la plaque fendue *op* ; on raccourcit ou on allonge ainsi le bras de levier *ef*, et le pied de biche avance d'un cran ou de deux crans à chaque oscillation de la manivelle *ab*. Sur la traverse supérieure du châssis sont fixés deux longs morceaux de fer arrondis *mn* qui glissent dans deux anneaux *o* (*Fig.* 87) quand la scie est en mouvement, de manière à la maintenir toujours dans la même position. Les pièces de bois sont saisies à leur extrémité par le moyen de griffes dont les branches sont serrées contre le bois par des vis. Les pièces de bois à scier sont maintenues d'un côté par deux plaques en fer verticales, et de l'autre au moyen de deux leviers coudés avec contre-poids ; par ce moyen les pièces sont toujours maintenues dans la même direction. Le chariot *mn* (*Fig.* 89) repose sur des rouleaux pour en diminuer le frot-

tement. Les laines de scies ont $1^m,80$ de longueur, sur $0^m,10$ de large et une ligne à peu près d'épaisseur. Des clavettes C et D les fixent contre des traverses EF, GH (*fig.* 90). Un volant *zy* (*Fig.* 87) du poids d'environ 120 kil., régularise le mouvement de la manivelle; celle-ci est en fer et frotte contre du bronze; les surfaces sont huilées. La manivelle n'a en tournant que le jeu strictement nécessaire pour éviter les chocs. Toutes les dents sont en fer et en bois, c'est-à-dire que le frottement a lieu fer contre pommier; les surfaces étant parfaitement huilées, de sorte que quoique cette machine soit beaucoup plus compliquée que les scieries des Alpes, il y a moins de pertes occasionnées par les résistances nuisibles, par les soins qu'on a mis à diminuer autant que possible les frottements.

Il y a encore dans cette scierie deux scies circulaires IK, LM, dont le mouvement est donné comme la figure 87 l'indique. Lorsqu'on veut les faire marcher, on fait engrener le rouet NO avec le rouet PN. Ordinairement, quand ces scies marchent, celle à mouvement alternatif ne marche pas; et quand on veut ne faire marcher que l'une d'elles, on fait passer la courroie de l'autre sur une roue folle. On place la pièce de bois à scier sur une grande table qui a $2^m,60$ de long sur $2^m,20$ de large, et un homme la présente à la scie et la pousse par une de ses extrémités, pendant qu'un autre homme enfonce de petits coins le long du vide que laisse le trait pour faciliter l'opération. On se sert pour guider les pièces de bois de deux règles jointes par des barres égales et à charnière qui forment un parallélogramme; l'une des règles est fixée et l'autre se meut parallèlement à elle même; dès qu'on l'a placée convenablement, de manière à ce que la scie se présente devant la partie qu'on veut diviser, on fixe cette seconde règle au moyen d'un quart de cercle en fer percé de trous et avec des chevilles.

Calcul de la scierie de Volone (Basses-Alpes.)

118. Cette usine est établie comme la plus simple de celles que nous venons de décrire ; elle est mue par une petite roue de côté. (*Fig.* 83.)

Données. — $H = 5^{m},70$, $h' = 0^{m},20$, $D = 1^{m},80$, $n = 85$, $V = \frac{85 \cdot \pi \cdot 1,80}{60} = 8^{m},01$, $m = 0,60$, $L = 5,60$, $a' = 0,44 \times 0,30 = 0^{m.c.c.},132$, $a = 0,22 \times 0,20 = 0^{m.c.c.},044$, $a'' = 0,088$, $c'' = 1,16$, $\gamma = 20^{o}$, $\cos. 20^{o} = 0,9397$, $n' = 0,0035$, $A = a' = 0,132$ à peu près.

Nous aurons pour la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue $v = 0,92 \times 10,57 = 9,72$ (n° 69, formule 4) ; pour la dépense $E = 9,72 \times 0,044 = 0^{m.c.c.},428$, et pour le travail moteur $PV = 550\,E\left\{h' + \frac{(v \cos. \gamma - V)}{g} V\right\} = 262^{k.m.},23 = 3,49$ chevaux vapeurs (n° 108.)

Il a été scié dans 11' une planche de chêne de $3^{m.}$ de longueur et de $0^{m},40$ d'épaisseur, ce qui fait une surface de $1^{m.c.},20$; il y a donc eu dans $1''$, une surface de bois sciée $= 0^{m.c.},001818$, et dans une heure une surface $= 6^{m.c.},55$ environ. Cet ouvrage a été fait par 3,49 chevaux vapeurs, donc 1 cheval vapeur en fera $1^{m.c.},88$ environ.

Calcul de la scierie de Laroche (Hautes-Alpes.)

Données. — $H = 5^{m},43$, $h' = 0,40$, $\sqrt{2gH} = 10^{m},32$, $D = 1^{m},70$, $n = 85$, $V = \frac{85 \times \pi \cdot 1,70}{60} = 7,57$ environ, $a = 0,21 \times 0,11 = 0,0231$, $a' = 0,34 \times 0,32 = 0,1088$, $a'' = 0,0659$, $c'' = 0,98$, $m = 0,60$, $A' = 0,1088$ à peu près, $L = 5^{m},20$, $n = 0,0035$, $\gamma = 30^{o}$, $\cos. \gamma = 0,866$, on trouve $v = 0,96 \times 10,32 = 9^{m},907$ (formule 5, n° 69), $E = 0^{m.c.c.},229$, et $PV = 148^{k.m.},50 = 1^{chev. vap.},98$ (n° 108).

Une planche de bois blanc et dur, de $2^{m},10$ de longueur et de $0^{m},32$ d'épaisseur, a été sciée dans 8", ce qui fait une surface de $0^{m.c.},672$; dans 1" une surface de $0^{m.c.},001244$ et dans une heure $4^{m.c.},48$. D'après Bélidor le sciage du bois blanc est à celui du bois de chêne comme 32 est à 26 ; il n'y aurait donc eu qu'une surface de bois de chêne de $0^{m.c.},00101$ de sciée dans 1", et $3^{m.c.},64$ environ dans une heure. Cet ouvrage est fait par $1^{chev. vap.},98$, donc avec un cheval vapeur on pourrait scier $2^{m.c.},26$ de bois blanc, ou $1^{m.c.},84$ de bois dur.

Calcul de la scierie de M. Henocque à Abbeville.
(Somme.)

119. Cette scierie dont j'ai déjà donné la description, est mue par une grande roue de côté recevant l'eau en déversoir. Je vais en soumettre le calcul que j'ai fait deux fois, avec des quantités d'eau différentes. (*Fig.* 87.)

Données du 1er calcul. — $D = 4^{m},40$, $n = 4$;

$V = \frac{4 \times \pi \times 4,40}{60} = 0^{m},92$; $E = m\, l\, H \sqrt{2gH}$; $l = 1^{m},94$, $H = 0,16$, $\sqrt{2gH} = 1^{m},77$; $m = 0,393$ (n° 73), donc $E = 0^{m.c.},216$ environ.

$v = \sqrt{2g\ 0,60\ H} = 1^{m},37$; l'équation de la parabole est $y = 2,62\, x^2$ (n° 108.)

Les coordonnées dont nous nous sommes servis pour décrire cette courbe, sont $x = 0,1$, $y = 0,026$; $x = 0,2$, $y = 0,1048$; $x = 0,3$, $y = 0,2358$; $x = 0,4$; $y = 0,419$; $x = 0,5$, $y = 0,65$; $x = 1$, $y = 2,62$. Cette courbe décrite, nous avons trouvé $\gamma = 33°$, $h' = 1^{m},22$, $v = \sqrt{2g\,.\,0,17} = 1,83$; $v \cos. \gamma = 1,83 \times 0,8386 = 1,53$ et enfin

$$PV = 799 . E \left\{ h' + \frac{(v \cos. \gamma - V) V}{g} \right\} = 220^{k.m.},38 = 2^{chev. vap.},94$$ environ. La scie faisait à peu près 121 oscillations par minute.

Le lendemain matin l'eau du canal put permettre de baisser la vanne de manière à avoir $H = 0^m,20$ sans que le niveau de l'eau du canal descendît d'une manière sensible. $\sqrt{2gH} = 1,98$, $m = 0,39$ (nº 73), et la dépense $E = 0,39 \times 1,94 \times 0,20 \times 1,98 = 0^{m.c.c.},300$ environ (nº 73), $n = 4,50$, $V = \dfrac{4,50 \times \pi \times 4,40}{60} = 1^m,036$,

$v = \sqrt{2g \cdot 0,6 \times 0,20} = 1^m,53$ (nº 108) ; l'équation de la courbe que décrit l'eau est $y = 2,10 \cdot x^2$; les coordonnées employées sont $x = 0,1$, $y = 0,021$; $x = 0,2$, $y = 0,084$; $x = 0,3$, $y = 0,189$; $x = 0,4$, $y = 0,336$; $x = 0,5$, $y = 0,525$; $x = 1$, $y = 2,10$. Et la construction de la courbe nous donne $\gamma = 34^\circ$; $\cos.\gamma = 0,829$, $h' = 1,23$; $v = \sqrt{2g \cdot 0,16} = 1,77$, $v \cos.\gamma = 1,47$ environ et

$$PV = 799 \times 0,30 \left\{1,23 + \left(\frac{1,47 - 1,04}{9,81}\right)1,04\right\} =$$

$305^{k.m.},76 = 4,08$ environ chevaux vapeurs.

La scie faisait 137 oscillations environ par minute ; elle s'élevait de $0^m,32$ à chaque oscillation ; le chariot s'avançait de $0^m,16$ par minute. Il y avait 6 lames qui scièrent chacune dans 25', une surface de bois de sapin de 4^m de long et $0^m,2166$ de large, ou $6 \times 0,2166 \times 4 = 5^{m.c.},20$ environ en tout, ce qui revient à $12^{m.c.},48$ dans une heure, et à $\dfrac{12,48}{4,08} = 3^{m.c.},06$ environ par cheval vapeur, tandis qu'à Laroche, quoique la machine soit beaucoup plus simple, on ne peut scier que $2^{m.c.},36$ par cheval vapeur, ce qui ne surprend pas si on fait attention que la manivelle a beaucoup trop de jeu, que le mouvement du chariot est beaucoup plus difficile et que les surfaces qui frottent les unes contre les autres ne sont pas graissées ; tandis qu'à Abbeville les frottements sont diminués autant que possible par le choix des surfaces frottantes et les enduits d'huile ; la manivelle n'occasionne aucune secousse, et le chariot chemine sur des rouleaux. Il

n'y a aucun doute que si on prenait dans les scieries des Alpes les mêmes précautions pour diminuer les résistances nuisibles, on ferait beaucoup plus.

Dans l'ouvrage fait chez M. Henocque, le temps que demande la pose du bois sur le chariot n'est pas compris. Il arrive encore quelquefois que quand l'ouvrier n'est pas surveillé, ou qu'il veut prendre ses repas, il donne moins d'eau pour avoir plus de temps à lui en éloignant les moments des rechanges; de manière que l'ouvrage désigné ne serait pas celui d'un temps égal dans tous les moments de la journée. J'ai prié M. Henocque de me laisser prendre sur ses registres la moyenne de l'ouvrage fait en une semaine; cette moyenne prise sur 10 semaines, a été de 17716 pieds courants sur $0^m,21656$ de large; or on travaille 22 heures sur 24 les jours ouvriers, et 11 heures le dimanche, ce qui fait $6 \times 22 + 11 = 143$ heures de travail par semaine; et par conséquent $\frac{17716}{143} = 123,89$ pieds courants par heure $= 40^m,24$; ainsi moyennement on scie dans une heure une surface de bois de sapin $= 40,24 \times 0,21656 = 8^{m.c.},71$, ce qui n'est que les $0,69$ ou un peu plus des $\frac{2}{3}$ de ce qu'on fait quand on ne comprend pas le temps que demande la pose du bois sur le chariot et quand la dépense d'eau est de $0^{m.c.c.},30$.

D'après nos deux calculs la force moyenne de cette machine serait de $\frac{2,94 + 4,08}{2} = 3,51$ chevaux vapeurs.

Avec le même volume d'eau de $0^{m.c.c.},30$, nous avons fait marcher la plus grande des scies circulaires I K (*Fig.* 86) seule, celle à mouvement alternatif était au repos; cette scie circulaire faisait 314 révolutions par minute, quand la roue faisait 4 tours et demi dans ce temps; elle avait donc une vitesse de $\frac{314 \times \pi . 0,40}{60} = 6^m,57$; il y a un moment où la scie ne travaille pas; car quand un trait est donné, un des deux hommes qui servent la scie fait passer la pièce de bois à celui

qui est chargé de la présenter à l'outil ; la roue n'a donc pas un mouvement uniforme; mais le nombre moyen de ses révolutions dans 1' était d'environ de 6. L'ouvrage fait a été dans 19',50 ; une surface de bois de sapin de 259 pieds de long sur $0^{m},08$ de large $= 81^{m},43 \times 0,08 = 6^{m.c.},51$, ce qui fait $20^{m.c.}$ par heure. Le travail moteur est encore d'environ 4 chevaux vapeurs ; un cheval vapeur pourrait donc donner à peu près $5^{m.c.}$ de bois de sapin scié dans une heure, ou les $\frac{2}{3}$ en sus de l'ouvrage fait par la scie à mouvement alternatif.

Quand on scie du bois de chêne, l'ouvrage fait est à peu près le quart en moins d'après M. Henocque, ce qui donne à peu près le rapport de Bélidor.

Résultats pratiques. — D'après ces calculs, on peut admettre qu'en diminuant autant que possible le travail des résistances nuisibles, on pourra obtenir $3^{m.c.}$ de surface sciée, de bois de sapin, avec la force d'un cheval vapeur et par heure, et le quart de moins si on scie du bois de chêne; mais sans y comprendre le temps de la pose du bois sur le chariot et en supposant que l'ouvrier donne toujours le mouvement nécessaire à l'outil ; en comprenant le temps que demande le remplacement du bois, on comptera sur les $\frac{2}{3}$ de cette quantité.

On aurait à peu près les $\frac{2}{3}$ en sus en employant la scie circulaire.

On pourra donner $6^{m.}$ de vitesse aux scies circulaires, et faire faire 120 oscillations aux scies à mouvement alternatif par minute. Pour ces dernières on fera avancer les chariots de $0^{m.},16$ par minute et on donnera $0^{m.},16$ à la manivelle.

D'après Navier $43333^{k.m.}$ de travail utile répondent à un mètre carré de bois de chêne scié dans 1"; dans les scies ordinaires mal établies, et surtout quand il y a trop de jeu, le travail perdu par les chocs et les frottements est plus de 2 fois le travail utile.

MOULIN A SCIER LE MARBRE.

Scierie de M. Gaudy, près Marquise (Pas-de-Calais).

120. Dans cette usine le rouet $a\,b$ fixé à l'arbre de la roue motrice AB, communique le mouvement à 2 autres rouets $a\,c$, $b\,d$, à l'axe desquels sont 4 manivelles qui le transmettent à 4 châssis de scie e qui ont chacun 18 lames, ce qui fait en tout 72 lames. Les cordes qui suspendent les châssis s'enveloppent autour d'un arbre f où est fixée une roue dentée $g\,h$ qu'un décli retient et que l'on fait tourner pour descendre les châssis quand c'est nécessaire. (*Fig.* 91, 92.)

La roue motrice est à augets, l'eau y arrive au moyen d'un petit coursier.

Données. — $h' = 3^{m.},74$, $D = 3,74$, $n = 11$, $V = \dfrac{11 \times \pi \times 3^{m.},74}{60} = 2^{m.},15$; la dépense E a été calculée au moyen d'un flotteur qui a parcouru dans un canal de pente uniforme, ayant partout la même section transversale, $8^{m.}$ dans $17''$; cette opération ayant été répétée plusieurs fois, nous en avons conclu que la vitesse de l'eau était $\dfrac{8}{17} = 0^{m.},47$ à la surface, et la vitesse moyenne $0,47 \times 0,786 = 0,369$. La section du canal $= 1^{m.},30 \times 0,427 = 0,555$; donc la dépense $E = 0,555 \times 0,369 = 0^{m.c.c.},205$.

En calculant la dépense par l'orifice de la vanne, nous avons trouvé $0^{m.c.c.},196$, dépense qui diffère peu de la première. Nous nous servirons de $E = 0^{m.c.c.},205$ parce que comme nous cherchons des résultats qui doivent servir à établir d'autres machines, il vaut mieux avoir un peu plus que moins.

La vitesse de l'eau v à une distance de l'orifice $=$ à 2 ou 3 fois sa hauteur, est donnée par $v = \sqrt{\dfrac{2\,g\,H}{1 + \left(\dfrac{1}{m} - 1\right)^2}}$

(nº 76) ; le coursier est court et assez incliné pour qu'on puisse négliger le frottement de l'eau. La contraction est évitée dans le fond, elle n'est pas évitée au-dessus et elle l'est à moitié sur les deux côtés de l'orifice ; nous pourrons donc la considérer comme évitée entièrement sur deux côtés. La charge génératrice sur le centre de l'orifice étant de $0^{m.},34 = H$, et l'ouverture de $0^{m.},12$. Si la contraction avait été complète nous aurions pris $m = 0,616$ à peu près (tableau B) ; le coefficient de la dépense devra donc être $m = 0,616 \times 1,072 = 0,66$ (nº 61). On aura donc

$$v = \sqrt{\frac{2g.0,34}{1+\left(\frac{1}{0,66}-1\right)^2}} = 2^{m.},30 \text{ environ, et la vitesse}$$

de l'eau à son arrivée sur la roue, ou $v = \sqrt{v^2 + 2gh} = 2^{m.},51$ (nº 76), h étant $= 0^{m.},053$. On a en outre $\gamma = 25^{\circ}$, cos. $\gamma = 0,906$, v.cos. $\gamma = 2,27$.

Donc le travail moteur $PV = 603^{k.m.},42 = 8^{chev.\ vap.},05$ environ (formule du nº 108). Terme moyen, les lames de scie s'enfoncent de $0^{m}.108$ dans 24 heures dans le marbre dit *marbre Napoléon*, ou tout autre marbre de dureté moyenne. Quand j'ai vu l'usine, il y avait 2 blocs de $2^{m.},92$ de long, et 2 autres blocs de $2^{m.},599$; il y a donc eu dans 24 heures, une surface de sciée $= 2 \times 18^{lam.} \times 2^{m.},92 \times 0,108 = 11^{m.c.},35$, et une autre surface $= 2 \times 18^{lam.} \times 2,559 \times 0^{m.},108 = 10,10$, chaque bloc étant scié par 18 ames ; ce qui fait un total de $10,10 + 11,35 = 21^{m.c.},45$ en 24 heures, et comme il faut pour cet ouvrage un travail moteur de $8^{ch.vap.},05$ par seconde, il s'ensuit qu'avec un cheval vapeur on ne peut obtenir moyennement que $2^{m.c.},65$ par 24 heures. Nous avons observé pendant plusieurs heures ce travail, et nous sommes bien convaincus que généralement une scierie établie ainsi et avec du marbre de la dureté du marbre Napoléon, celui de la colonne de Boulogne, ne fait pas davantage dans le temps désigné ci-dessus.

Scierie de M. Delaroche, à Vizille (Isère).

121. Cette scierie est mue par une roue à augets, et est établie à peu près comme celle de M. Gaudy.

Données. — $h' = 1^{m},73$, $D = 4^{m},40$, la roue a fait 44 tours dans 5', ou $n = 8,^{m}80$, $V = \frac{8,80 \times \pi \times 4,40}{60} =$ $2^{m},03$ environ; $E = 0^{m.c.},133$; $\cos.\gamma = \cos.40° = 0,766$; $v = 2^{m},77$. La dépense a été calculée au moyen d'un petit rouet en fer-blanc sur un point d'un canal assez irrégulier. Ces nombres, substitués dans la formule de la roue à augets du n° 108, nous donnent $PV = 179,47 + 2,48 = 181^{k.m.},95$ $= 2^{ch.vap.},42$.

Il y avait 3 blocs d'un marbre reconnu par les ouvriers être de dureté moyenne; l'un scié par 15 lames et les deux autres par 14 lames chacun, ce qui fait un total de 43 lames. Les lames ne s'enfoncent moyennement que de $0^{m},0675$ dans 24 heures; un bloc avait $1^{m},87$ de longueur; la longueur du second était de $2^{m},10$, et celle du troisième de $1^{m},85$; ce qui a donné en 24 heures une surface de

$$14^{lam.} \times 1,87 \times 0,0675 = 1^{m.c.},77$$
$$+ 14 \quad \times 2,10 \times 0,0675 = 1,\ 98$$
$$+ 15 \quad \times 1,85 \times 0,0675 = 1,\ 87$$

Total de l'ouvrage fait en 24 heures, $5^{m.c.},62$, et pour lequel il a été développé sur la roue motrice un travail moteur de $2^{ch.vap.},42$, ce qui revient à $2^{m},32$ par cheval, ce qui est un peu moins que dans l'usine des environs de Boulogne.

Résultat de ces deux calculs. — Nous admettrons pour les établissements à faire, qu'un cheval vapeur ne donne moyennement, dans 24 heures, que $2^{m.c.},50$ de sciage lorsque le marbre est d'une dureté moyenne.

MOULINS A POUDRE.

122. Ces moulins se composent ordinairement d'une roue motrice à l'arbre de laquelle est fixé un rouet *ab* qui engrène dans deux lanternes *aa'*, *bb'*, et leur imprime un mouvement de rotation qu'elles communiquent à deux hérissons HH', ou longs arbres armés de cames, lesquelles soulèvent les pilons, et ceux-ci retombent ensuite par leur poids dans les mortiers où sont les matières à mélanger. (*Fig.* 93).

Le calcul de ces usines ne présente pas plus de difficultés que celui des papeteries à maillets; le poids des pilons étant donné ainsi que leur nombre, le nombre de coups qu'ils doivent battre dans un temps donné, le poids des différentes parties, les diamètres des rouages et ceux des tourillons, on établit l'équation d'équilibre par rapport à l'axe des hérissons, et ensuite une seconde équation d'équilibre par rapport à l'axe de la roue, donne l'effort moteur et par suite le travail transmis à la roue. Au reste, il est facile de trouver ce travail moteur d'après les résultats d'un calcul de moulin à poudre fait par Navier : quand les pilons ont des mentonnets et qu'ils sont soulevés comme dans les moulins à huile, la quantité de travail perdue par les chocs et les frottements est à peu près le $\frac{1}{3}$ du travail moteur; elle en est à peu près le $\frac{1}{5}$ quand on fait soulever les pilons dans le sens de la verticale qui passe par leur centre de gravité; dans ce cas, la came agit contre un boulon ou roulette, et le pilon soulevé verticalement ne frotte plus contre les levées. Le travail utile que nous appellerons pv, se trouve en multipliant le poids des pilons par la distance à laquelle ils sont soulevés et par le nombre de coups qu'ils battent dans la seconde; le travail moteur PV sera donc $= pv + \frac{\text{PV}}{3}$, ou $= pv + \frac{\text{PV}}{5}$, d'où

$PV = \frac{3}{2}pv$ et $PV = \frac{5}{4}pv$ pour les deux cas. (*Fig.* 93).

Dans le moulin à poudre de St-Chamas (Bouches-du-Rhône), les pilons battent 55 coups par minute, pèsent 40 kil. et sont soulevés de $0^m,40$. S'il y a 60 pilons par exemple, comme ils battent environ 0,92 fois dans une seconde, le travail utile sera $pv = 60 \times 0,92 \times 40^k \times 0,40 = 883^{k.m.},20$, et $PV = \frac{5 \times 883,20}{4} = 1104$ en adoptant le dernier pilon décrit; il faudrait donc que cette machine fût de $\frac{1104}{75} = 14,72$, ou d'environ 15 chevaux vapeurs.

La durée du battage pour les poudres de guerre et de chasse est de 11 heures, y compris le temps qu'il faut pour les rechanges, qui est au moins de 2 heures; les trois matières qui composent la poudre ne sont donc réellement battues que pendant 9 heures. La quantité de matière battue dans chaque mortier, pendant ce temps, est de 10 kil.

MOULINS A TAN ET A GARANCE.

123. Dans ces moulins l'outil est une meule M, qui en roulant autour d'un arbre vertical *ab*, pulvérise l'écorce de bois de chêne ou le bois de garance. Le mouvement de rotation est donné à l'arbre par une roue horizontale qui y est fixée, ou bien par une roue verticale à l'arbre de laquelle se trouve un rouet *cd* qui engrène dans un autre rouet horizontal *dd'*, dont l'arbre entraîne la meule dans son mouvement. On conçoit qu'avec un système de rouets et de lanternes on peut transmettre le mouvement à plusieurs meules. (*Fig.* 94.)

Calcul du moulin à tan de M. Bournat, mu par une roue horizontale, à Jouques (Bouches-du-Rhône).

124. *Données.* — $H = 1^m,62$, $D = 2^m,72$, $D' = 2,42$, $n =$

22, $V = \frac{22 . \pi . 2,42}{60} = 2^{m},787$, $n' = 0,0037$, $a' = 0,57 \times 0,42 = 0,2394$, $a = 0,28 \times 0,13 = 0,0364$, $a'' = 0,1379$, $c'' = 1,40$, $L = 4^{m}$, $\sqrt{2gH} = 5^{m},64$, $m = 0,61$, $A'' = 0,2394$ environ, α' ou l'angle que forme la surface d'une palette avec le plan horizontal $= 72°$, l'angle x, ou celui que forme le filet moyen de la veine fluide avec la normale à la surface de la palette $= 10°$. Le rayon de la meule $= 0^{m},53$, son épaisseur est de $0^{m},40$, et elle pèse 1084 kil.; le diamètre du pivot de l'arbre de la roue $= 0^{m},045$; la distance du milieu de la pierre à l'axe de rotation $= 0^{m},38$. Les palettes ont $0^{m},30$ de longueur et 7 pouces de largeur; il y en a 32.

On broie 40 kil. d'écorce de chêne vert dans une heure, et 60 kil. d'écorce blanche dans le même temps.

La vitesse $v = 0,986 \times 5,64 = 5^{m},56$ (formule 5, n° 69), $E = 5,56 \times 0,0364 = 0^{m.c.c.},202$, et $PV = \frac{2}{3}\ 152,77 = 101^{k.m.},84$, d'où $P = \frac{101,84}{2,787} = 36^{k.},54$.

Établissons maintenant l'équation du mouvement par rapport à l'axe de l'arbre de la roue; nous aurons travail de P = travail du frottement du pivot + travail du frottement de l'axe de la meule + travail utile.

Travail du frottement du pivot $= f.N.V'$; $f = 0,18$ (*Fer contre bronze*, tableau E), $N = 1000^{k.}$, $V' = \frac{22 \times 2\pi \frac{1}{3}\ 0,0225}{60} = 0^{m},0345$, donc $f\,N\,V' = 6^{k.m.},21$.

Le travail de P est aussi égal au travail de l'effort x contre le point milieu de l'épaisseur de l'œil de la pierre + le travail du frottement du pivot. Ce point milieu de l'œil étant à $0^{m},38$ de l'axe de l'arbre, sa vitesse $V'' = \frac{22 \times 2\pi \times 0,38}{60} =$

0,875, et le travail de $x = x \times 0,875$, donc l'effort x est donné par $101,84 = x \times 0,875 + 6,21$, d'où $x = 109,29$.

Le travail du frottement de l'axe de la meule $= 109,29 \times f' \times V'''$.

Le point b décrit le même chemin qu'un point de la circonférence extérieure de la meule, et les nombres des tours étant en raison inverse des diamètres, on aura pour le nombre de tours de la meule dans 1'', $\frac{22 \times 0,76}{1,06} = 15,77$, donc $V''' = \frac{15,77 \times \pi \times 0,06}{60} = 0^m,05$ environ. $f' = 0,48$ (*Chêne contre chêne, sans enduit*), donc le travail du frottement de l'axe de la meule $= 2,62$. En désignant la résistance utile par Q, son travail sera QV''; nous aurons pour l'équation du mouvement $101,84 = Q \times 0,875 \times 2,62 + 6,21$, d'où travail utile $= Q \times 0,875 = 93,01$, et la résistance utile $Q = 106^k,29$.

Le travail perdu $= 101,84 - 93,01 = 8,83$, ou les 0,086 du travail moteur, c'est-à-dire à peu près le 12e, et les 0,095, ou à peu près le 11e du travail utile.

Les meules ne doivent pas faire plus de 30 tours par minute, attendu qu'il se perd beaucoup de tan qui est emporté par l'air que la meule met en mouvement. Le poids des meules varie de 1000 à 1500 kil.; mais la quantité d'écorce broyée n'augmente pas proportionnellement au poids.

Calcul d'un moulin à garance, établi à Avignon (Vaucluse).

125. *Données.* — Ce moulin est mu par une roue à aubes planes en dessous. Six meules sont mises en mouvement par un système de rouets. Chaque meule broie 200 à 240 kil. de bois de garance en 24 heures, beaucoup moins que pour le tan, attendu que le broiement est poussé beaucoup plus loin. Les meules pèsent environ 1500 kil.; elles ont $0^m,64$ de rayon, et $0^m,38$ d'épaisseur.

$H = 2^{m.}$, $\sqrt{2gH} = 6^{m.},26$, $D = 5,60$, $n = 14$, $V = \frac{14 \times \pi \times 5,60}{60} = 4^{m.},105$, $E = 1^{m.},72$, $v = 0,82 \times \sqrt{2gH} = 5^{m.},13$ en négligeant le frottement de l'eau, ce qui nous donne $PV = 61 \times 1,72\,(5,13 - 4,105)\,4,105 = 441^{k.m.},46$. (Formule B du n° 108).

Nous ferons observer que quand nous avons calculé cette machine il n'y avait que 3 meules en mouvement, et qu'elles faisaient 20 à 21 tours par minute; le travail moteur pour une meule est donc $147^{k.m.},15$, ou environ deux chevaux vapeurs.

Dans cette usine, le travail perdu par les frottements est beaucoup plus grand que dans le moulin à tan, et les pierres pèsent moitié plus à peu près.

Résultat des deux calculs. — Il résulte de ces deux calculs, qu'avec des pierres d'environ 1000 à 1500 kil., on aura une force plus que suffisante pour produire l'ouvrage annoncé, en prenant deux chevaux vapeurs par pierre. (*Fig.* 94).

MOULINS A HUILE DE NOIX ET D'OLIVE.

Calcul du moulin à huile de noix et d'olive, situé sur le Jabron (Basses-Alpes), *appartenant à M. de Gombert.*

126. C'est encore au moyen d'une meule qu'un arbre vertical met en mouvement, comme dans les moulins à tan et à garance, que les noix ou les olives sont écrasées.

Quand la pâte est formée, on exprime l'huile avec des presses ou des pilons. Dans ce dernier cas, l'arbre vertical autour duquel la meule roule, communique le mouvement au hérisson *c d* qui soulève les pilons. (*Fig.* 95).

Il n'y a que deux pilons; un seul est employé à exprimer l'huile, et l'autre à dégager le résidu, en enfonçant un coin qui est plus petit dans sa partie supérieure que dans le bas.

Comme la toile qui renferme le résidu serait exposée à se

déchirer si on ne donnait pas le temps à l'huile qui est exprimée à chaque coup de couler, on règle le nombre des aluchons et des fuseaux de manière à ne faire tomber le pilon que dix fois environ par minute. Dans le moulin de M. de Gombert, quand on donne toute l'eau, la roue fait 22 tours par minute ; tout est alors en mouvement, meule et pilon. On est obligé de diminuer un peu la dépense d'eau quelquefois, attendu que la pâte qui s'attache à la meule est projetée hors de l'emplacement où elle est broyée.

Il y a, outre le pilon, une vis qui sert aussi à presser la pâte pour exprimer l'huile, et la quantité d'huile qu'on obtient est à peu près la même par le pressoir et par la percussion.

La meule peut alimenter quatre pilons. Elle pèse $1394^{k.} = (0,60)^2 \times 0,40 \times 3084^{k.}$ (n° 2). La roue motrice et son arbre pèsent 570 kil. ; le hérisson et le rouet pèsent ensemble 140 kilogrammes.

Ce moulin fait à peu près 220 kil. d'huile de noix en 24 heures et sans discontinuer. La presse et le pilon travaillent ensemble. Quand le pilon travaille seul, la quantité d'huile qui est exprimée dans les 24 heures est à peu près de 120 kil.

Le rayon du rouet $= 0^{m.},38$, celui de la lanterne $= 0,19$, le rayon du tourillon de l'arbre du rouet $= 0,02$, le rayon du pivot de l'arbre de la roue $= 0^{m.},0215$, le rayon de la meule est d'environ $0^{m.},60$, son épaisseur $= 0,40$, la distance du milieu de cette épaisseur à l'axe de rotation $= 0^{m.},33$; l'axe en fer de la meule frotte contre du peuplier. Il y a 9 fuseaux à la lanterne et 18 aluchons au rouet. Pendant que la roue et la lanterne font 22 tours par minute, le rouet n'en fait que 11 et le pilon bat 11 fois. Le pilon a $1^{m.},83$ de longueur et $0^{m.},145$ d'équarrissage ; il est en bois de cormier et pèse, avec le mentonnet, environ 40 kil. ; il est élevé de $0^{m.},15$ au commencement du travail, et de $0^{m.},56$ quand le coin est suffisamment enfoncé, de sorte qu'il s'élève moyennement de $0^{m.},36$.

Calcul. $H = 7^{m.},21$, $n = 22$, $D = 1^{m.},82$, $D' = 1^{m.},50$, $L = 11^{m.}$, $a' = 0,32 \times 0,12 = 0^{m.c.c.},0384$, $a = 0,11 \times 0,18 = 0^{m.c.},0198$, $c'' = 0,52$; $a'' = 0,0291$, $A = 0,0384$ environ, $m = 0,61$, $\alpha' = 72°$, $x = 6°$.

La formule 5 du n° 69 nous donne, pour la vitesse de l'eau à son arrivée sur la roue, $v = 0,756 \times \sqrt{2gH} = 8^{m.},99$, $E = 8,99 \times 0,0198 = 0^{m.c.c.},178$, sin. $\alpha' = 0,951$, cos. $x = 0,9945$, $V = \frac{22 \times \pi \times 1,50}{60} = 1^{m.},72$, $\sqrt{2gH} \times$ cos. $x = 8,99 \times 0,9945 = 8,94$; V sin. $\alpha' = 1,72 \times 0,951 = 1^{m.},63$, et la formule F du n° 108 nous donne

$$PV = \frac{2}{3} \cdot \frac{1000 \times 0,178}{9,81} \{8,94 - 1,63\}\ 1,63 = 144^{k.m.},13.$$

Il y a certains moulins qui sont destinés à extraire l'huile des plantes oléagineuses, comme le colza, l'œillette, etc., et dans lesquels on concasse d'abord la graine entre deux cylindres; on l'écrase après sous une ou deux meules verticales, ensuite on porte la farine à une certaine température dans un appareil qu'on nomme chauffoir; on la met dans des sacs de laine et on en extrait l'huile au moyen d'une presse ou d'un pilon. Dans l'établissement d'un pareil moulin, on sera toujours sûr d'obtenir un bon effet en comptant sur 2 chevaux vapeurs par meule, et 1 cheval $\frac{1}{2}$ à 2 chevaux vapeurs pour les cylindres à concasser, la presse à coin et le chauffoir. Ainsi avec une force de 5 à 6 chevaux vapeurs, on doit pouvoir établir un bon moulin à huile à deux meules, et qui ferait même marcher plusieurs pilons.

PIERRES A GRUAU.

127. On se sert de ces pierres pour enlever l'enveloppe de l'orge, de l'épeautre et du blé, en les faisant rouler sur ces graines et autour d'un axe vertical, comme la *figure* 96 l'indique (*Fig.* 96).

On rencontre beaucoup de pierres à gruau du poids de 200 à 240 kil., qui ont $0^{m.},45$ à $0^{m.},50$ de diamètre, et de $0^{m.},35$ à $0^{m.},40$ de longueur. Il en est d'autres qui ont $0^{m.},60$ de diamètre, et une longueur de $0^{m.},48$; elles pèsent 418 kil. Ces dernières sont les plus avantageuses.

La vitesse la plus grande de la pierre à gruau est comprise entre 50 à 55 tours par minute. On ne la veut pas plus grande afin que l'homme qui dirige le travail puisse sans inconvénient ramener les graines à mesure que la pierre tourne.

Dans cette usine, 3,60 paneaux d'orge ont été nettoyés dans une heure; 5 paneaux d'épeautre l'ont été dans le même temps, ainsi que 4,50 paneaux de blé. Il y 10 paneaux dans une charge de blé de 125 kil.

Calcul du gruau, ou machine destinée à ôter l'enveloppe des graines, établi dans la vallée de Mésien (Basses-Alpes.)

Données. — $D = 1^{m.},58$, $D' = 1^{m.},33$, $n = 52$, $V = \frac{52 \times \pi \times 1,33}{60} = 3,62$, $a = 0,08 \times 0,16 = 0^{m.c.},0128$, $a' = 0,38 \times 0,27 = 0,1026$, $a'' = 0,0577$, $c' = 0,89$, $A = 0,1026$ environ; la dépense trouvée dans le canal $= E = 0^{m.c.c.},084$, la vitesse $= \frac{0,084}{0,0128} = 6^{m.},56$. $x = 0$, $\alpha' = 70°$, $\sqrt{2gH}.\cos. x = 6,56$, $\sin. \alpha' = \sin. 70° = 0,94$; $V \sin. \alpha' = 3,40$, et la formule F du n° 108 nous donne

$$PV = \frac{2}{3} \quad \frac{84}{9,81} \{6,56 - 3,40\}\ 3,40 = 61^{k.}33.$$

Ainsi, avec environ la force d'un cheval vapeur on pourra faire marcher une pareille machine.

MOULIN A FARINE.

128. Pour obtenir la farine propre à la fabrication du pain, il faut d'abord ôter du blé les mauvaises graines, les

pailles, les petites mottes de terre et la poussière dont il est rempli en sortant de l'aire; on retire ensuite du grain toute la partie nutritive qu'il contient, et enfin on sépare la farine du gros son, des recoupettes et du remoulage. Il y a donc trois opérations bien distinctes dans ce travail ; le nettoyage du blé, sa mouture et le blutage.

1re *opération*. — Dans un moulin bien organisé, on se sert pour ôter du blé les petites mottes de terre, les mauvaises graines et les pierres, de différents cribles que le moteur met en mouvement, et pour le dégager des pailles et de la poussière, on se sert de ventilateurs que l'on dispose les uns au-dessus des autres dans les différents étages. Ainsi, à l'aide d'un monte-sacs, le blé est monté à l'étage supérieur; il descend ensuite en traversant les cribles pour être nettoyé; il remonte à l'aide d'une noria ou chaîne à vases pour arriver après dans la trémie, et de là entre les meules, sans que les hommes y mettent la main. Il y a même encore dans quelques moulins, un mécanisme pour ôter de l'enveloppe du grain la poussière qui y est adhérente; c'est la ramonerie; qui n'est qu'un système de brosses qui rend la surface des grains de blé parfaitement nette.

Dans certains pays, comme dans les Alpes, les boulangers commencent par laver le blé pour le débarrasser des corps plus légers que l'eau, et encore faut-il qu'on remue bien le tas de blé, ce qu'on ne fait pas toujours comme il faut, et après l'avoir séché, on le fait passer par ce qu'on appelle la machine, qui n'est qu'un crible incliné qui ne lui enlève que bien peu de petits et mauvais grains. Quelquefois on le crible à la main, comme on le fait en Provence, il est alors mieux nettoyé. Dans tous les cas, ce nettoyage n'est jamais parfait, car il est bien prouvé que la machine crible mal, et si l'homme se sert d'un crible, il n'y met pas toujours le même soin, tandis que l'on obtient toujours un bon résultat quand on a un système de tarrares bien établi.

2e *Opération.* — Il y a en France différents systèmes de mouture à chacun desquels on a donné un nom particulier; mais qui peuvent se réduire à deux principaux : l'un sous la dénomination de mouture à la grosse, et l'autre sous celle de mouture économique. Ce qui fait la différence essentielle de ces moutures, c'est que dans la première le blé ne passe qu'une seule fois sous la meule, tandis que dans l'autre on le remoud plusieurs fois, et après chaque mouture on blute pour séparer la farine du son.

Au lieu de piquer les pierres comme on faisait anciennement, et comme on le fait encore dans beaucoup de moulins, on trouve de l'avantage à diviser la surface de chaque meule en dix secteurs contenant chacun quatre sillons de diverses longueurs, parallèles à l'un des rayons qui le terminent. Les sillons des deux meules se croisent, ce qui aide à la mouture, et ils sont formés chacun d'un plan incliné qui se courbe un peu pour arriver tangentiellement à la surface de la meule; dans le mouvement de la meule, les grains de blé sont forcés de remonter les plans inclinés des sillons, et sont écrasés sur la courbe de raccordement du plan avec la partie plate de la meule dormante.

L'avantage de la mouture économique sur l'autre doit être bien senti, puisque par une seconde mouture on peut retirer des sons plus de farine. D'ailleurs, on a encore reconnu que la farine était moins bonne quand on ne faisait passer le blé qu'une seule fois sous la meule, parce que dans ce dernier cas on la soumet à une plus grande pression.

Dans les moulins perfectionnés, on emploie encore une machine qu'on nomme comprimeur, et qui n'est qu'un laminoir composé de deux cylindres en fonte, pour aplatir le blé sans l'écraser, opération qu'on lui fait subir avant de le faire passer entre les meules, pour que celles-ci aient moins à faire pour l'écraser, et surtout pour empêcher que le son ne soit haché, ce qui arrive souvent quand on rapproche trop les meules.

3° *Opération.* — Dans les anciens moulins, la mouture faite, les boulangers passent la farine au blutoir dont les tissus, inégalement serrés, leur donnent la farine de première qualité, celle de seconde qualité, un mélange de recoupette, de semoule et de remoulage, et enfin le gros son qui sort du blutoir. Au moyen de trois tamis différents, ils séparent ensuite les trois éléments du mélange que donne la troisième division du blutoir. Ils se servent de la semoule pour le pain de seconde qualité, du remoulage qu'on nomme *egrèssan* en Provence, pour mettre sous le pain en pâte, afin qu'il ne se colle pas au bois, et vendent le gros son et la recoupette pour la nourriture des animaux.

Dans les nouveaux moulins, les bluteries sont mieux entendues, et sont disposées de manière que toutes les parties de la farine sont parfaitement séparées sans avoir recours aux différents tamis.

Ainsi, d'après la comparaison des procédés suivis dans les anciens et les nouveaux moulins, l'avantage est évidemment pour ces derniers; on doit donc trouver, outre l'économie de temps et de main-d'œuvre, que l'on reconnaîtra sans peine, un produit plus grand en farine. En effet, d'après des expériences faites en 1830, 100 kil. de blé de bonne qualité donnent moyennement, par la mouture économique, 76 kil. de farine, dont 68 propre au pain blanc et le reste pour le pain bis, 22 kil. d'issues, qui comprennent les différents sons qu'on nomme *gros son*, *recoupette* et *remoulage*, et 2 kil. de déchet; et d'après d'autres expériences faites en 1783 par une commission de l'Académie des Sciences, 16 kil. de farine donnent 21 kil. de pain. M. Varville, un des bons boulangers de Sisteron, a bien voulu, sur ma demande, faire une expérience semblable à celle qui a conduit au premier de ces résultats, pour pouvoir comparer le produit du système de mouture suivi dans les Alpes, avec celui de la mouture économique actuelle. Il a opéré sur une charge de blé de première quantité nommé

tuzelle, qui donne autant de farine que les beaux blés de Normandie quand il est traité de la même manière; il résulte de cette expérience à laquelle on a mis le plus grand soin, que 100 kil. de blé donnent 40 kil. de farine propre au pain blanc au lieu de 68, et 31^{k},69 d'issues au lieu de 22; c'est-à-dire que les moulins perfectionnés où l'on emploie la mouture économique, donneraient 28 kil. de farine propre au pain blanc de plus que dans l'ancien système de mouture toujours suivi dans les Alpes, ce qui ferait, d'après le rapport donné, 36^{k},75 de pain, et on aurait 9^{k},69 de farine de plus, au lieu d'avoir d'issues, qui, d'après le même rapport, donneraient 12^{k},72 de pain, et sur 100 kil. de blé.

Nous allons maintenant calculer plusieurs moulins à farine pour connaître la quantité de farine qui répond à $1000^{k\,m}$, par exemple, de travail utile. On sent bien que d'après l'état des pierres, la nature du grain, un blé plus ou moins mouillé, formant une masse plus ou moins compacte, etc., on doit trouver, pour la même dépense d'eau et la même chute, des produits différents; aussi, on a vu dans le même moulin, et avec le même volume d'eau, moudre 410 kil. de farine dans une heure, et avec un autre blé, 460 kil. dans le même temps; mais on ne devra prendre dans les applications que le minimum des résultats que nous allons faire connaître. Nous donnons plusieurs calculs de moulins à farine à rouets horizontaux, parce que ce sont les plus simples, et que tout le travail mécanique développé sur la roue est presque employé à faire l'ouvrage; nous aurons donc plus facilement le travail utile correspondant à un ouvrage fait.

Calcul du moulin à farine de M. de Barlet, établi à Sisteron (Basses-Alpes) (*Fig.* 75).

129. La hauteur depuis la surface de l'eau dans la cuve, jusqu'au centre de l'orifice de sortie est $= 6^{m},63 = H$; la

hauteur verticale depuis le centre de l'orifice de sortie jusqu'au point milieu de l'épaisseur de la roue $=$ o^{m},27 $= h$; $\sqrt{2gH} =$ 11^{m},41; la surface de l'orifice de sortie $=$ 0,24 $\times$ 0,115 $=$ o$^{m.c.}$,0276. Sans le frottement de l'eau et sa contraction, on aurait donc, pour la dépense théorique, 11,41 $\times$ 0,0276 $=$ 0,3149. Nous avons cherché la dépense réelle au moyen d'un flotteur dans le canal qui a une section transversale $= \frac{1,60 + 1,56}{2} \times 0,53 =$ o$^{m.c.}$,84, et une pente uniforme, et où l'eau a une vitesse moyenne de o^{m},33; ce qui fait un volume par seconde, E $=$ 0,84 $\times$ 0,33 $=$ o$^{m.c.}$,277. Quand on a opéré il n'y avait qu'un tournant en mouvement, et le canal de décharge était ouvert, de manière que l'eau dans la cuve conservait son niveau d'une manière sensible; le coefficient de la dépense qui altère la vitesse serait donc $\frac{0,277}{0,3149} =$ 0,88. On trouve dans le cours de M. Poncelet (section 6, *du Mouvement des fluides*), que pour les ajutages pyramidaux ou coniques, dont le plus petit orifice serait à une distance de l'orifice intérieur au réservoir, comprise entre 1 fois $\frac{1}{2}$ et 3 fois sa largeur, et dont les diamètres ou les côtés seraient respectivement les 0,80 des côtés du grand orifice, le coefficient de la dépense est de o^{m},90. Dans notre exemple les dimensions de l'orifice de sortie n'ont pas les rapports indiqués avec celles de l'orifice d'entrée dans la buse; la veine fluide y est un peu plus resserrée; la buse est d'ailleurs terminée par une plaque fendue qu'on nomme *serrure* dans le pays, et qui présente un orifice de sortie un peu moindre que celui de l'orifice de l'extrémité de la buse, et quoique la différence des deux orifices soit très peu sensible, on conçoit que cela peut ajouter un peu aux pertes de la vitesse de l'eau; ainsi, quoique la longueur totale de la buse ne soit que de 3^{m},12 $=$ L et la largeur de l'orifice intérieur au réservoir d'un mètre, c'est-à-dire que l'intervalle entre les deux orifices ne soit qu'à très

peu près 3 fois la largeur du plus grand orifice de la buse, nous ne devons pas être étonnés de trouver pour le coefficient de la vitesse qui est aussi celui de la dépense, 0,88 au lieu de 0,90; et nous l'adopterons non seulement pour ce cas, mais pour toutes les buses des moulins à farine à rouets horizontaux qui sont toutes à peu près de même, et ont à peu près la même longueur qui varie entre $3^{m.}$ et $3^{m.},50$. D'après cela, la vitesse au point milieu de la serrure serait $11^{m.},41 \times 0,88 = 10^{m.},04$; la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue $= \sqrt{v^2 + 2gh} = \sqrt{(10,04)^2 + 2g \cdot 0,27} = 10,30 = v$ environ (n° 76), et la dépense $E = 10,04 \times 0,0276 = 0^{m.c.c.},277$, 0,0276 étant la surface de l'orifice de la serrure qui diffère très peu de celle de l'orifice de l'extrémité de la buse. Nous avons encore $D = 1^{m.},78$, $D' = 1,48$, $n = 80$, $V = \frac{80 \times \pi \times 1,48}{60} = 6^{m.},20$ environ; $\alpha = 72°$, sin. $72° = 0,95$, $x = 0$, v cos. $x = 10,30$, V. sin. $\alpha = 6,20 \times 0,95 = 5,89$; donc $PV = \frac{2}{3} \cdot \frac{1000\,E}{g} \{v \cos. x - V. \sin. \alpha\}$ V. sin. $\alpha = 488^{k.m.}96 = 6,52$ chevaux vapeurs. L'effort moteur serait donc $P = \frac{488,96}{6,20} = 78^{k.},86$.

Déterminons maintenant la résistance du blé en regardant cette force comme agissant au $\frac{2}{3}$ du rayon de la meule où le blé est écrasé.

Les moments des forces qui agissent autour de cet axe, sont : 1°. Le moment de l'effort moteur $= 78,86 \times 0,74 = 58^{k},36$. 2°. Le moment de la résistance du blé $= Q \times \frac{2}{3} \cdot 0,85$; le diamètre de la meule $d = 1^{m.},70$. 3°. Le moment du frottement de l'axe $= 78,86 \times f \times r = 78,86 \times 0,19 \times 0,02 = 0,30$ environ, l'œil de la meule ayant un diamètre de $0^{m.},04$. L'axe de la meule est en fer et tourne dans un cercle en bois d'amandier de $0^{m.},04$ de diamètre. Nous considérons cet axe

comme un tourillon chargé d'un poids de 78k.,85 ; et comme la table (F) ne comprend pas ce cas, nous prendrons pour le coefficient du frottement, celui qui est relatif au tourillon en fer sur coussinet en gayac, les surfaces étant onctueuses ; d'ailleurs ce frottement est peu de chose. 4°. Le moment du frottement du pivot de l'arbre. Les forces qui agissent sur ce point sont le poids de la meule et celui de la roue, y compris son axe. Le poids de la meule a été trouvé de 1142k.,64 ; et celui de la roue avec son axe de 1000 kil. ; ce qui fait un total de 2142k.,64 que nous porterons à 2200 kil. Ensuite la composante verticale de P que nous pouvons négliger sans inconvénient ; de sorte que le moment du frottement du pivot

$$= 2200^{k.} \times f \times \frac{2}{3} r = 2200 \times 0,18 \times \frac{2}{3} 0,0135 = 3,56,$$

le diamètre du pivot de l'arbre étant de 0m.,027, et le frottement ayant lieu fer contre bronze. L'équation d'équilibre est donc $58,36 = 3,56 + 0,30 + Q \times \frac{2}{3} \cdot 0,85$; d'où Q = 96k.,176 pour la résistance du blé. La vitesse du point d'application de cette résistance $= \frac{80 \times 2\pi \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,85}{60} = 4^{m.},747$; donc le travail utile $= 96,176 \times 4,747 = 456^{k.m.},55$, et le travail perdu $= 488,96 - 456,55 = 32,41$, ou les 0,071 du travail utile, c'est-à-dire un peu plus du 14e.

Ce moulin moud au moins 410 kil. de blé par heure ; il donne même souvent 450 et 460 kil. ; mais nous nous tiendrons au minimum ; ce qui revient à 0k.,1138 par seconde, et cet ouvrage répond à un travail utile de 456k.m.,55, donc 1000k.m. de travail utile répondent à 0k.,249. Il est bien entendu que c'est un ouvrage fait sans aucune interruption et pendant une heure, avec une mouture à la grosse et avec les proportions des différents sous comme nous les avons données.

Puisqu'avec une force de 6ch.vap.,52 on peut moudre 410 kil. de blé au moins dans une heure, un cheval-vapeur en donnerait 62k.,88 dans le même temps.

La vitesse de la roue est les $\frac{6,20}{10,30} = 0,60$ de celle de l'eau, ou les $\frac{3}{5}$.

La hauteur réelle de la chute depuis la surface de l'eau dans la cuve jusqu'au point choqué de la palette $= 6^{m},63 + 0,27 = 6,90$; la dépense $= 0^{m.c.c.},277$; donc le travail absolu de l'eau $= 6,90 \times 0,277 \times 1000 = 1911^{k.m.},30$, et le rapport de l'effet utile à l'effet absolu de la chute $= \frac{488,96}{1911,30} = 0,256$ environ, ou à peu près le quart.

La théorie donne au maximum, la composante normale de la vitesse de la roue = à la moitié de celle de l'eau (nº 108), ou $V \sin. \alpha = \frac{1}{2} v$, cos. x étant $= 1$; d'où $V = \frac{v}{2 \sin. \alpha}$. Nous avons trouvé $V = \frac{3}{5} v$, en mettant $\frac{3}{5}$ au lieu de $\frac{1}{2}$ dans la formule, nous aurons $V = \frac{3 \cdot v}{5 . \sin. \alpha} = \frac{3 \times 10,30}{5 \times 0,95} = 6,50$, qui est bien à peu près la vitesse de la roue que nous avons trouvée et qui est 6,20, ce qui nous porterait à croire que cette roue rend à peu près le maximum d'effet.

Calcul du moulin à farine de Pertuis (Vaucluse), *mu par une petite roue horizontale.*

130. *Données.* — $H = 6^{m},60$, $\sqrt{2gH} = 11^{m},38$, $h = 0,31$, $L = 3,41$, $a = 0,297 \times 0,135 = 0^{m.c.},04$, la vitesse à la sortie de l'orifice de la buse $= 0,88 \times 11,38 = 10,01$; la vitesse d'arrivée de l'eau sur la palette $= \sqrt{(10,01)^2 + 2g \cdot 0,31} = 10,31 = v$, la dépense $E = 10,01 \times 0,04 = 0^{m.c.c.},400$; $\alpha = 70^{o}$; $\sin. \alpha = 0,9397$; $n = 90$, $D = 1,80$, $D' = 1,48$, $V = \frac{90 . \pi \times 1,48}{60} = 6^{m},97$. $V . \sin. \alpha = 6,97 \times 0,9397 = 6^{m},55$; $x = 0$, α cos. $x =$

10,31 ; le poids d'une meule et de la roue y compris son axe = 2300 kil. ; le diamètre de la meule d = 1m.,70 ; le diamètre de l'œil de la meule = 0,04 ; le diamètre du pivot de l'axe = 0m.,027 ; nous prendrons encore f = 0,19 et f = 0,18 comme ci-dessus, les deux frottements étant les mêmes que dans l'autre cas. L'on trouvera PV = 669,47 = 8ch.vap.,92 ; $P = \frac{669,47}{6,97} = 96^{k.},05$, son moment $96,05 \times 0,74 = 71,08$; le moment de la résistance utile $Q = Q \times \frac{2}{3}\ 0,85$; le moment du frottement de l'axe $= 96,05 \times 0,19 \times 0,02 = 0,36$; celui du frottement du pivot $= 2300 \times 0,18 \times \frac{2}{3}\ 0,0135 = 3,73$; l'équation d'équilibre $71,08 = 3,76 + 0,36 + Q \times \frac{2}{3}\ 0,85$; d'où $Q = 118^{k.},16$. La vitesse du point d'application de cette résistance $= \frac{90 \times 2\pi \times \frac{2}{3}\ 0,85}{60} = 5^{m.},34$; le travail utile $= 118,16 \times 5,34 = 630,97$, et le travail perdu $= 669,47 - 630,97 = 38,50$, ou les 0,06 du travail utile, c'est-à-dire que le travail perdu est un peu plus du 16e du travail utile.

Ce moulin moud 4 charges de blé à l'heure, et la charge est de 125 kil. au moins, et non 120 comme nous l'avions cru, ce qui revient à 0k.,138 par seconde ; cet ouvrage répond à 630k.m.,97, donc 1000k.m. répondront à 0k.,218.

On aura ainsi 8,92 : 500k. :: 1 : x = 56k.,05, c'est-à-dire qu'avec la force d'un cheval vapeur on pourra moudre 56k.,05 de blé dans une heure.

La vitesse de la roue est les $\frac{6,97}{10,31} = 0,67$ de celle de l'eau. Le travail absolu de l'eau $= (6,60 + 0,31) \times 400 = 2764^{k.m.}$; le rapport de l'effet utile au travail absolu est donc les $\frac{669,47}{2764} = 0,24$ ou un peu moins du quart.

Calcul d'un moulin à farine à roue horizontale, situé sur le Buech (Basses-Alpes), *appartenant à M. de Barlet.*

131. — *Données.* H = 6m,80, $\sqrt{2gH}$ = 11m,55 environ, h = 0m,28, L = 3m, a = 0,13 × 0,24 = 0,0312; la vitesse de l'eau à sa sortie de l'orifice = 11,55 × 0,88 = 10,16; E = 10,16 × 0,0312 = 0m.c.,317; $v = \sqrt{v^2 + 2gh} = \sqrt{(10,16)^2 + 2g \cdot 0,28}$ = 10m,42; x = 0, v cos. x = 10,42; α = 72°; sin. 72° = 0,95; D = 1m,80, D′ = 1,50, n = 83, $V = \frac{83 \cdot \pi \cdot 1,50}{60}$ = 6,52; V. sin. α = 6,52 × 0,95 = 6m,19; d = 1m,70; le diamètre du pivot de l'arbre = 0m,027; celui de l'axe de la meule = 0m,04; le poids de la meule et de l'arbre = 2250 kil. En opérant comme précédemment, et en prenant encore f = 0,19 et f = 0,18 pour les deux frottements, on trouvera PV = 564k.m.,07 = 7,52 chevaux vapeurs; P = 86k.,51; pour l'équation d'équilibre, 64,88 = Q × $\frac{2}{3}$ 0,85 + 0,33 + 3,64, d'où Q = 107k.,50. Pour la vitesse du point d'action de cette résistance $\frac{83,2 \pi \cdot \frac{1}{2} 0,85}{60}$ = 4m.,92; pour le travail utile, 107,50 × 4,92 = 528k.m.,90; pour le travail perdu, 564,07 − 528,90 = 35,17, ou les 0,066 du travail utile; environ le 15e.

Ce moulin moud 3 charges 3 panaux dans une heure, ou 412 kil., ce qui revient à 0k.,1146 par seconde; donc 1000k.m. de travail utile répondent à $\frac{0,1147 \times 1000}{532,05}$ = 0k.,216 de blé moulu. Avec la force d'un cheval vapeur on pourra moudre $\frac{413}{7,52}$ = 54k.,85; la vitesse de la roue est les $\frac{6,52}{10,44}$ = 0,62 de celle de l'eau, ou encore à peu près les $\frac{3}{5}$. Le travail absolu de la chute = (6,80 + 0,28) × 317 = 2244k.m.,36; le

rapport de l'effet utile au travail absolu $= \frac{564,07}{2244,36} = 0,25$, ou le $\frac{1}{4}$.

Calcul d'un moulin à roue horizontale, situé au confluent du Jabron et de la Durance (Basses-Alpes), *appartenant à M. Nevière.*

132. $H = 6^m,45$; $\sqrt{2gH} = 11,25$; $h = 0,32$, $L = 3,20$; $a = 0,08 \times 0,21 = 0,0168$; la vitesse à la sortie de l'orifice $= 11,25 \times 0,88 = 9^m,90$; $E = 9,90 \times 0,0168 = 0,166$; $v = \sqrt{v'^2 + 2gh} = \sqrt{(9,90)^2 + 2g \cdot 0,32} = 10,21$; $x = 3°$, cos. $3° = 0,9986$, v. cos $x = 10,19$; $D = 1^m,70$, $D' = 1^m,40$; $n = 81$, $V = \frac{81 \times \pi . 1,40}{60} = 5,94$ environ. $\alpha = 70°$, sin . $\alpha = 0,9397$, V. sin . $\alpha = 5,58$; $d = 1^m,60$; le poids de la meule et de son équipage $= 1800$ kil. environ, la meule étant déjà bien réduite par l'usage; le diamètre du pivot de l'arbre $= 0,027$; celui de l'axe de la meule $= 0,04$; nous prenons toujours $f = 0,19$, et $f = 0,18$ pour les 2 frottements. On trouvera $PV = 290,19 = 3^{ch. vap.},88$; $P = \frac{290,19}{5,94} = 48^k,85$. Le moment de $P = P \times 0,70 = 34,19$; le moment de $Q = Q \times \frac{2}{3}\ 0,80$; le moment du frottement de l'axe $= 48,85 \times 0,19 \times 0,02 = 0,19$ environ; le moment du frottement du pivot $= 1800 \times 0,18 \times \frac{2}{3} . 0,0135 = 2,92$ environ; l'équation d'équilibre est $34,19 = Q \times \frac{2}{3}\ 0,80 + 0,19 + 2,92$, d'où $Q = \frac{31,08}{\frac{2}{3}\ 0,80} = 58,28$ environ; la vitesse du point d'application de cette résistance $= \frac{81 \times 2\pi\ \frac{1}{3} 0,80}{60} = 4,52$; le travail utile $= 58,28 \times 4,52 = 263,42$. Le travail perdu $= 290,19 - 263,43 = 26,77$, ou le 10e environ du travail

utile. Ce moulin moud une charge et 9 panaux dans une heure $= 238$ kil., ce qui revient à $0^{k.},066$ par seconde, et cet ouvrage répond à $263^{k.m.},42$; donc $1000^{k.m.}$ de travail utile répondent à $0^{k.},250$ de blé moulu dans une seconde, ou bien avec un cheval vapeur on pourrait moudre $\frac{238}{3,88} =$ $61^{k.},50$ de blé. La vitesse de la roue est les $\frac{5,94}{10,21} = 0,58$ de celle de l'eau, ou environ les $\frac{3}{5}$. Le travail absolu de la chute $= (6,45 + 0,32) \times 166 = 1123,82$; le rapport de l'effet utile à l'effet absolu $= \frac{290,19}{1123,82} = 0,258$, ou à peu près le $\frac{1}{4}$.

133. En résumant, nous trouvons dans les moulins de

	M. de Barlet.	De Pertuis.	M. de Barlet, autrefois de M. Suquet.	M. Navier.
La hauteur depuis le niveau de l'eau jusqu'au centre de l'orifice de sortie de la buse	$H =$ 6,63	6,60	6,80	6,45
La dépense.	$E =$ m.c.c. 0,277	0,400	0,319	0,166
La vitesse de la roue.....	$V =$ 6,20	6,97	6,52	5,94
La vitesse de l'eau.........	$v =$ 10,30	10,31	10,42	10,21
Le rapport de la vitesse de la roue à celle de l'eau......	$\frac{V}{v} =$ 0,60	0,67	0,62	0,58 à peu près les $\frac{3}{5}$
Le travail moteur ou l'effet utile donné par la formule	$PV =$ k.m. 488,96	669,47	564,07	290,19
Le travail utile ou celui qui fait l'ouvrage.........	$pv =$ 456,55	630,97	528,90	263,42
La travail perdu........	$p'v' =$ k.m. 32,41	38,50	35,17	26,77
Rapport du travail perdu au travail utile........	0,071	0,061	0,066	0,10
Travail absolu du moteur.	k.m. 1911,30	2764,00	2244,36	1123,82
Rapport de l'effet utile au travail absolu........	0,256	0,24	0,25	0,258
Nombre de tours de la roue dans 1'..........	80	90	83	81
$1000^{k.m.}$ de travail utile répondent a........	k. 0,249	0,218	0,216	0,250 de blé moulu.

Il résulte de ces calculs, 1°. que la vitesse de la roue est à peu près les $\frac{2}{3}$ de celle de l'eau, et que ce rapport nous paraît être relatif à celui qui répond au maximum d'effet. 2°. Que le rapport du travail perdu au travail utile n'est que de $\frac{1}{20}$ dans le moulin de M. Nevière, tandis qu'il est le 14ᵉ, le 15ᵉ et le 16ᵉ environ dans les autres. Ce qui n'étonnera pas si on fait attention que les moments des frottements des pivots qui sont les plus sensibles, ne sont pas bien différents dans ces usines, tandis que les travaux utiles diffèrent beaucoup. Ainsi, nous pensons qu'on pourra prendre sans inconvénient le 10ᵉ du travail utile pour le travail perdu dans le calcul des établissements à faire, et lorsqu'il s'agira d'un moulin de la force d'environ 4 chevaux vapeurs, et le 14ᵉ du même travail quand le moulin sera de la force de 6 à 9 chevaux. 3°. Que dans tous les moulins, $1000^{k.m.}$ de travail utile répondent à plus de $0^{k.},21$ de blé moulu par 1″. On y remarquera sans doute des différences assez sensibles; mais cela peut tenir à une mouture plus ou moins bien faite, à l'état des pierres, à la nature du blé et à son humidité plus ou moins grande. Nous croyons donc qu'on ne sera pas au-dessous de la vérité en basant les calculs sur $0^{k.},20$ de blé moulu par $1000^{k.m.}$ de travail utile, mouture à la grosse. D'ailleurs, ce résultat a été vérifié plusieurs fois par l'expérience, ainsi que plusieurs autres que l'on trouvera dans l'ouvrage. A Sisteron, par exemple, on a établi un moulin mû par une roue de côté; on se proposa de faire produire deux charges de farine à l'heure (250 kil.), et pour ne pas être au-dessous de ce qu'on voulait obtenir, on prit pour base du calcul $0^{k.},18$ de blé moulu par $1000^{k.m.}$ de travail utile, et le $\frac{1}{7}$ du travail utile au lieu du 10ᵉ qui est la fraction à prendre pour ces roues quand il n'y a qu'un engrenage; le moulin donna à son début 2 charges et demie au lieu de 2, ce qui faisait espérer un produit encore plus fort après quelque temps de travail. Ce fait peut être constaté par une foule de personnes qui s'empressèrent d'aller voir

fonctionner ce moulin, dont on ne croyait pas au produit à cause de sa petite chute d'un mètre et quelque chose, parce qu'on n'avait encore construit dans le pays que des moulins à farine à rouets horizontaux et avec des chutes de 4 à 7^{m}. 4°. Que le nombre de tours de la roue varie de 80 à 90 par minute. 5°. Que le rapport de l'effet utile donné par la formule à l'effet absolu est environ 0,25, et comme le rapport du travail utile au travail moteur est moyennement de 0,90, celui du travail utile au travail absolu sera 0,225. Ainsi, quand on connaîtra une dépense d'eau et la hauteur de laquelle on peut la faire tomber, en multipliant le poids de cette eau par la hauteur de chute, on aura le travail absolu, et en prenant les 0,22 de ce produit on aura le travail uniquement employé à faire l'ouvrage. Ensuite, sachant que 1000$^{k.m.}$, répondent à 0^{k},20 de blé moulu, on aura la quantité de farine qu'on pourra faire avec cette chute et ce volume d'eau. 6°. Que la vitesse de l'eau à la sortie de la buse, est à peu près les 0,88 de la vitesse théorique, lorsque l'orifice de sortie de cette buse a une surface de 0^{m},25 environ sur 0^{m},13, celui d'entrée 0^{m},50 à 0^{m},60 de côté, et la longueur de la buse étant de 3^{m} environ. 7°. Enfin, que la farine ne s'échauffe pas assez pour se gâter quand la vitesse de la meule, aux $\frac{2}{3}$ du rayon, là où le blé est écrasé, est d'environ 5 mètres par seconde, car personne ne se plaint des moulins de Pertuis où cette vitesse est de 4^{m},92.

D'après Bélidor, et d'après l'expérience, la quantité de farine que les meules produisent est à peu près dans le rapport de leur pesanteur absolue, et en effet, il est prouvé que les meules qui ont perdu de leur poids par un long usage, ou parce qu'on a été obligé de les piquer de temps en temps, ne donnent plus la même quantité de farine; aussi les charge-t-on souvent d'une couche de plâtre quand elles sont amincies, pour leur procurer le poids dont elles ont besoin pour faire un bon ouvrage. Il est encore prouvé qu'un peu plus ou un peu moins de surface ne change pas le pro-

duit, pourvu que le poids soit le même dans tous les cas. (Bélidor, tome I, page 400 et suiv.). Navier admet que la charge sur chaque mètre carré de surface de meule doit être moyennement de 850 kil.

Nous ne calculerons aucun moulin à farine à simple ou double engrenage, mû par des roues verticales; il nous suffira de savoir, d'après les calculs faits par Navier (notes sur l'ouvrage de Bélidor), que dans ces machines le frottement absorbe le $\frac{1}{10}$ du travail utile quand il n'y a qu'un simple engrenage, et le $\frac{1}{7}$ du même travail quand il y en a deux.

Si on veut y mettre un monte-sacs, on le calculera comme nous l'avons fait dans la première partie. Si on veut élever un poids de blé donné avec une vis d'Archimède, on en cherchera le travail mécanique, comme on le verra plus loin; ces travaux seront ajoutés au travail moteur qui doit être transmis au récepteur. Si on veut ajouter des blutoirs on ajoutera encore au travail moteur le travail que quelques hommes peuvent développer sur une manivelle (tableau L). Enfin, si on veut établir un moulin à plusieurs étages et composé comme ceux de Marseille, d'après le système anglais, on prendra pour les résistances nuisibles une fois à une fois et $\frac{1}{2}$ environ le travail utile.

Dans le moulin à farine à l'anglaise de M. Colliquet, près Châlons (Marne), nous avons pu calculer le travail moteur dans le cas où les meules broient le blé et dans celui où le blé n'est pas moulu. Dans ce dernier cas, la quantité de travail développée sur la roue a été trouvée de $491^{k.m.}$ environ. Nous n'avons fait faire que la première farine, et dans une heure et 5 minutes, les 4 meules de ce moulin n'ont pu moudre que 402 kil. de blé, ce qui revient à $0^{k},10$ par seconde. Or, nous savons que dans la mouture à la grosse, c'est-à-dire celle où l'on ne fait que la première farine, $1000^{k.m.}$ de travail utile donnent au moins $0^{k},20$ de blé moulu par seconde; le travail utile de ce moulin, répondant à $0^{k},10$ de blé moulu, serait donc de $500^{k.m.}$, ou à peu près

ce qu'a demandé toute la transmission du mouvement sans la mouture. Ainsi, en ajoutant au travail utile qu'on voudra obtenir, une fois à une fois $\frac{1}{2}$ ce même travail pour les résistances nuisibles, on aura un travail moteur bien suffisant.

Turbine établie à Vadney (Marne), *destinée à donner le mouvement à un moulin à farine à l'anglaise.*

134. La hauteur de chute est de $2^{m},08$; le volume d'eau dépensé dans $1'' = 0^{m.c.q.},720$; le travail absolu est donc $0,720 \times 1000 \times 2^{m},08 = 1497^{k.m.},60$; mais l'effet utile est les 0,70 du travail absolu (nº 108); cette turbine est donc de la force de $1497,60 \times 0,7 = 1048^{k.m.},32 = 13^{ch.vap.},98$ environ, ou à peu près de 14 chevaux vapeurs, comme on me l'avait annoncé dans cet établissement.

Le rayon extérieur de la roue est de $0^{m},66$, le rayon intérieur de $0^{m},44$; il y a 12 palettes fixes, 12 demi-palettes fixes, et 48 palettes mobiles. Elle fait 60 et quelques tours par minute. Il y a 5 paires de meules de 4 pieds de diamètre, rayonnées; une d'elles est presque toujours au rhabillage, et les 4 autres font, dit-on, 20 hectolitres de blé chacune dans 24 heures, ce que nous n'avons pu vérifier, par conséquent 80 hectolitres en tout (*Fig.* 126). L'une des figures présente la coupe de la turbine; la deuxième, le tracé des palettes, et la troisième, le mécanisme pour ouvrir la vanne.

FOULON.

135. On appelle foulon une machine composée de forts maillets M, suspendus ou placés horizontalement dans des auges qui sont ordinairement, dans les Alpes, de gros troncs d'arbres creux. Ces maillets sont soulevés par les cames *m* d'un hérisson qu'une roue verticale met en mouvement. L'étoffe est mise dans une pile qui termine l'auge, où elle est foulée et retournée à chaque coup de maillet. C'est en

foulant ainsi les tissus de laine qu'on les épaissit et qu'on leur fait prendre de la consistance. C'est encore ainsi qu'on les dégraisse, quand on les enduit de terre glaise, dite *terre de foulon*, qui s'unit à tout ce qui est onctueux. En faisant ensuite arriver de l'eau, et en continuant de fouler, l'étoffe se dégorge et l'eau entraîne la terre unie à la graisse. (*Fig.* 100.)

Calcul du foulon de M. de Gombert, situé sur le Jabron (Basses-Alpes), mû par une petite roue à augets.

Nous calculerons l'effort moteur en établissant les équations d'équilibre par rapport à l'axe a des maillets, et ensuite à l'axe b de la roue (*Fig.* 100). Le poids de la tête du maillet $= 32^k = p$, celui du manche $= 36^k = p'$; le poids de l'arbre et de la roue de 1100 kil.

Les moments des forces qui agissent autour de a sont :

1°. $p \times 1{,}12 = 132 \times 1{,}12 = 147{,}84$;

2°. $- p' \times 0{,}79 = 36 \times 0{,}79 = 28{,}44$ (n° 19).

3°. Le moment du frottement en a. Les forces qui agissent sur cet axe sont $p + p' = 168 = P$; et la force de réaction q de l'extrémité du manche du maillet. L'angle que font entre elles ces deux forces, transportées parallèlement à elles-mêmes sur l'axe, est de 118°. La résultante de ces deux forces est donnée par $R = \sqrt{P^2 + P'^2 + 2 P P' . \cos. 118^\circ}$ (n° 16). Sans le frottement, on aurait $q \times 2{,}85 = 147{,}84 + 28{,}44$, d'où $q = 62$ environ $= P'$. En substituant ces valeurs, on aura la résultante $R = 116{,}94$, et le moment du frottement en $a = f \times 116{,}94 \times r = 0{,}25 \times 116{,}94 \times 0{,}065 = 1{,}90$.

Nous aurons donc pour la première équation d'équilibre $q \times 2{,}85 = 147{,}84 + 28{,}44 + 1{,}90$, d'où $q = 62{,}51$, que l'on porte à 63 à cause d'un peu de frottement contre l'auge.

Établissons maintenant la seconde équation d'équilibre par rapport à l'axe b de la roue. Les moments des forces qui agissent autour de cet axe sont : 1°. le moment de P qui

est $P \times 0,95$. 2°. Le moment du frottement de la came contre le mentonnet $= 63 \times f \times 0,205 = 63 \times 0,26 \times 0,205 = 3,36$, 0,205 étant le bras du levier moyen. 3°. Le moment de la force perdue par le choc. La force vive perdue par le choc est donnée par $\frac{m'}{m+m'} m V_1^2$ (n° 13) ; m, m' représentent dans ce cas les moments d'inertie des deux corps, et mV_1^2 la force vive du corps choquant. Le moment d'inertie du foulon est donné par $\frac{P}{g} \cdot R^2 + \frac{P'}{g}\left(R'^2 + \frac{b^2+c^2}{12}\right) = m'$; $P = 132$, $P' = 36$, $R = 2^m,30$, $R' = 1,39$, $c = 3,19$, $b = 0,09$, $g = 9,81$ (n° 10); en substituant on trouve $m' = 81,38$. Le moment d'inertie du hérisson pris par rapport à son axe, est donné par $\frac{Pr^2}{2g} = m$ (n° 10); $P = 650$, $r = 0,19$; on trouvera $m = 1,19$. La vitesse angulaire $V_1 = \frac{30 \times 2\pi}{60} = 3,14$, la force vive du corps choquant sera donc $1,19 \times (3,14)^2 = 11,73$, et $\frac{m'}{m+m'} \times V_1^2 = 11,57$, ce qui répond au travail $\frac{11,57}{2} = 5,785$ (n° 9). Ce travail est consommé en un point dont la vitesse $= \frac{30 \times 2\pi \times 0,46}{60} = 1,445$; donc $x \times 1,445 = 5,785$. L'effort x perdu par le choc, est donc $x = \frac{5,785}{1,445} = 4$. Le bras de levier de cette force étant 0,46, son moment sera $4 \times 0,46 = 1,84$. La roue fait un demi-tour par seconde, et il se fait 4 chocs à chaque tour ; dans une seconde il se fera donc 2 chocs, et le moment total $= 2 \times 1,84 = 3,68$.

4°. Le moment du frottement du tourillon b est donné par $0,08 \times 0,025 \times \sqrt{(1000 - 16,38)^2 + (63 + P + 8)^2}$, 16,38 étant le frottement de la came $= 63 \times 0,26$; 8 étant la force totale perdue par les chocs dans $1''$, puisqu'il y a 2 chocs dans

ce temps, et que nous avons trouvé 4 pour la force perdue par un choc, et 0,08 étant le coefficient du frottement. Sans le frottement, on aurait $P \times 0,95 = 3,36 + 3,68 + 28,98$, 28,98 étant le moment de $q = 63 \times 0,46$; d'où $P = 37,78$ environ. En mettant cette valeur sous le radical, on aura 2,18 pour le moment du frottement des tourillons. L'équation d'équilibre sera donc $P \times 0,95 = 3,36 + 3,68 + 28,98 + 2,18$, d'où $P = 40^{k},21$. La vitesse du point d'application de cette force $= \frac{30 \times \pi \times 1,90}{60} = 2^{m},98$, donc le travail moteur $= 40,21 \times 2,98 = 119,83 = 1^{ch.vap.},60$ environ. On pourra donc, avec une force d'environ 2 chevaux vapeurs, faire marcher un semblable foulon.

Il y a un maillet qui est continuellement suspendu; conséquemment la force q travaille sans cesse, et comme son travail est à peu près égal à celui du maillet, car ils ne diffèrent l'un de l'autre que du travail du frottement de l'axe du maillet qui est très faible, nous prendrons pour le travail utile, ce dernier travail $= 63 \times 1,445 = 91,04$, donc le travail perdu $= 119,83 - 91,04 = 28,79$; ou les 0,316 du travail utile à peu près le $\frac{1}{3}$.

58,47 mètres courants de tissus de laine d'un mètre de large, sont foulés en 24 heures.

Nous avons calculé d'autres foulons qui n'ont qu'une force d'un cheval vapeur et $\frac{1}{2}$ environ.

FILATURES.

136. Dans les filatures, le moteur donne le mouvement à un axe horizontal, qui le transmet aux différents métiers au moyen de tambours et de courroies (*Fig.* 97.).

FILATURES DE COTON.

Le coton du commerce est épluché et éparpillé au moyen du batteur-éplucheur et du batteur-étaleur. De là il passe

aux cardes en gros et en fin, où l'on forme d'abord des nappes, et ensuite des rubans. Ces rubans sont multipliés et étirés au moyen des têtes d'étirage, et par ce moyen on finit par en avoir de grosseur uniforme. Ensuite on leur donne une légère torsion au moyen des boudinoirs ou lanternes, et on en fait des bobines avec les bobinoirs, ou bien on leur fait subir ces deux opérations avec les bancs à broches. On file enfin le coton au moyen des métiers Mule-Genny ou des continues. On préfère généralement les Mule-Genny ou métiers à chariot.

M. Grivel, filateur distingué du Pas-de-Calais, m'a assuré que les broches mues par les engrenages donnaient 10 à 15 pour cent en sus des broches mues par des cordes, ce qui n'étonne pas, car les cordes, par l'humidité, ont une tension plus grande, ce qui augmente le frottement. Il compte dans une force donnée, 0,45 pour la préparation, c'est-à-dire pour tous les métiers autres que ceux à filer, et 0,55 pour ces derniers.

Quand 500 grammes de coton donnent un fil de $30{,}000^{m.}$ de longueur, le fil est du n° 30 ; il a le n° 20 quand le même poids donne un fil de $20{,}000^{m.}$ de longueur.

Dans beaucoup de filatures, l'axe des tambours fait 30 à 32 révolutions par minute ; dans celle de M. Grivel, le nombre de révolutions est de 111 dans ce temps. Généralement, les broches font de 3 à 4000 révolutions par minute.

Calcul de la filature de M. Meiffren, située sur le Buech, près Sisteron (Basses-Alpes).

137. *Données.* — La roue motrice est à augets et reçoit l'eau par un orifice en déversoir, à 60° environ au-dessous du sommet.

La hauteur totale de chute $H = 4^{m.},12$; $D = 5^{m.},20$, $n = 6{,}50$, $V = \frac{6{,}50 \times \pi \times 5{,}20}{60} = 1{,}77$ environ, la dé-

pense $E = m.l h \sqrt{a g h}$; $m = 0{,}385$ (nº 73), $h = 0{,}22$, $l = 1{,}35$, donc $E = 0^{m.c.c.},238$ environ

$$v = \sqrt{2.g \times 0{,}6 \times 0{,}22} = 1^{m.},61 \text{ (nº 108).}$$

L'équation qui donne la parabole que décrit l'eau en sortant du déversoir, est $y = \frac{g}{2v^2} \cdot x^2 = 1{,}89 . x^2$. En faisant successivement $x = 0{,}1$, $x = 0{,}2$, $x = 0{,}3$, $x = 0{,}5$, on trouvera $y = 0{,}0189$, $y = 0{,}0756$, $y = 0{,}1701$, $y = 0{,}4725$, pour ordonnées correspondantes dont les extrémités donneront la courbe que décrit l'eau, et par suite $h' = 3{,}90 = 4{,}12 - 0{,}22$, et $\gamma = 95°$ environ. Cos. $\gamma = -0{,}087$. Ces nombres substitués dans la formule (E) du nº 108, nous donnent $PV = 641^{k.m.},93 = 8^{ch.vap.},56$ à peu près.

Le nombre de métiers mis en mouvement se composait de 8 métiers de 216 broches, 8 métiers de 160, 29 cardes, dont 12 doubles; 1 doubloir, 2 laminoirs, 2 boudinoirs doubles et 2 batteurs, ce qui fait 3008 broches et ce qu'il faut pour les alimenter. Ce nombre de broches répondant à 8,56 chevaux vapeurs, il s'ensuit que la force d'un cheval vapeur fait marcher 351 broches.

En général, un métier de 216 broches file 11 à 12 kil. de coton nº 20, et un métier de 160 broches environ 9 kil. dans une journée de 14 heures de travail; et dans une journée de 12 heures, le premier file 9 à 10 kil. de coton du même numéro et le second de 7 à 8.

Quand l'axe des tambours fait 30 tours par minute, le mouvement des métiers est jugé le plus convenable par les ouvriers. Quand nous avons vu fonctionner la machine, ce nombre n'était que de 26 (*Fig.* 97).

Calcul de la même filature fait deux ans après le premier.

138. La seconde fois que je visitai cette usine il y avait en mouvement 5 métiers 216 broches, ce qui fait 1080 bro-

ches, 5 grandes cardes et 8 simples, une nappe, un boudinoir à 8 têtes, un laminoir double, un batteur et un métier à retord qu'on estime être l'équivalent d'un demi-métier de 216 broches avec ce qu'il faut pour l'alimenter; il y avait donc en tout 1296 broches. La hauteur totale de la chute, ou $H = 4^{m.},02$; la dépense $E = m.l.h\sqrt{2gh}$; $h = 0,12$; $l = 1^{m.},35$, $m = 0,394$ (n° 73), $\sqrt{2gh} = 1,53$, donc $E = 0^{m.c.c.},0976$. La parabole que décrit l'eau est donnée par $v = \sqrt{2g,0,6 \times 0,12} = 1^{m.},19$, par les abcisses $x = 0,1$, $x = 0,2$, $x = 0,3$, $x = 0,4$, $x = 0,5$; et par les ordonnées correspondantes $y = 0,0346$, $y = 0,138$, $y = 0,31$, $y = 0,55$ et $y = 0,865$. Enfin la distance du point de rencontre de la parabole avec la circonférence extérieure de la roue, au niveau de l'eau $= 0^{m.},17$ environ, ce qui donne la vitesse d'arrivée de l'eau $v = \sqrt{2g \times 0,17} = 1^{m.},82$. La distance de ce point de rencontre au-dessous de la roue $= 4,02 - 0,17 = 3^{m.},85 = h'$, et $\gamma = 98°$, $\cos. 98° = -0,139$. La formule (E) du n° 108 nous donne donc
$PV = 780 \times 0,0976 \times 3,85 + 102 \times 0,0976(-0,25 - 1,90)$
$\times 1,90 = 252^{k.m.},42 = 3,36$ chevaux vapeurs.

Cette force répondant à 1188 broches, il s'ensuit qu'il faut 353 broches par cheval vapeur, ce qui est à très peu près comme dans l'autre calcul, et ce qui est au-dessous de ce que font d'autres usines; mais nous observerons que les frottements sont grands dans cette filature, et que beaucoup de pièces sont mal placées; on pourra en toute assurance, comme on le verra plus loin, baser le calcul d'un établissement sur 450 broches par cheval vapeur, on ne sera certainement pas au-dessous de la vérité. Au reste, quand on établit une usine, il vaut mieux avoir plus que moins, il vaut mieux laisser échapper un peu d'eau que de ne pas faire l'ouvrage sur lequel on devait compter.

Les ouvriers les plus expérimentés estiment que le batteur demande à peu près le travail d'un cheval ordinaire, et

qu'il faut le même travail pour faire marcher 6 cardes ou 2 laminoirs et 2 boudinoirs simples, ou 4 métiers de 216 broches seuls ou 2 métiers continus.

En général, pour 8 métiers de 216 broches, il faut 15 à 18 cardes simples, 2 boudinoirs et 2 laminoirs simples, un doubloir et un batteur.

FILATURE DE LIN.

139. Il faut, comme dans les filatures de coton, redresser les filaments de la matière à traiter, les placer parallèlement à eux-mêmes, en former un ruban de grosseur uniforme, et le tordre pour en faire un fil de grosseur voulue.

Les peignons de lin que l'on veut filer doivent être d'un poids égal. Le tambour étaleur et le peigne continu en forment d'abord un ruban de grosseur irrégulière. Avec des peignes continus, dont les dents sont plus fines, plus rapprochées et moins saillantes, on régularise ce ruban. Avant de l'envelopper sur les bobines, au moyen des bobineuses, on lui donne un légère torsion avec les boudinoirs, enfin on le fait passer aux métiers à filer.

Calcul de la filature de lin de M. Claustre, à Beaurin-le-Château (Pas-de-Calais).

140. *Données.* — Cette usine est mue par une roue en dessous à palettes planes. Le mouvement est transmis aux métiers au moyen de tambours comme dans les filatures de coton (*Fig.* 98); l'axe de ces tambours faisait environ 30 tours par minute; c'est la vitesse convenable.

Il y avait, dans le moment où j'ai pris les données du calcul, 4 métiers doubles de 100 broches chacun, et 5 métiers de 60 broches en mouvement, ce qui fait en tout 700 broches; de plus, 3 peignes, 2 étaleuses, une doubleuse et 12 boudinoirs que la roue faisait marcher, et un 4ᵉ peigne et 9 dévidoirs à la main.

Le produit de ces métiers en 12 heures de travail journalier, est de 24 livres de fil de lin n° 8 par métier double de 100 broches, et 15 livres par métier de 60 broches, ce qui fait en tout 171 livres par journée de travail de 12 heures.

Par fil n° 8, on entend un fil qui a 800 mètres de long à la livre, c'était le seul qu'on faisait pour les bas; le n° 1 indique 100 mètres de long par livre; le n° 2, 200 mètres, etc.

Le diamètre de la roue $= 5^{m.},20 = D$; le nombre de tours a été de 35 pour 3′, ou $n = 11,66$ environ, $V = \frac{11,66\,\pi \times 5,20}{60} = 3^{m.},17.$

$E = ma.\sqrt{2gH}$, la charge d'eau sur le centre de l'orifice de la vanne, ou $H = 1^{m.},65$, $\sqrt{2gH} = 4^{m.},78 = v$; la hauteur verticale de l'orifice de la vanne $= 0^{m.},27$ et sa largeur $= 1,90$; donc $a = 0,27 \times 1,90 = 0^{m.},51$; la vanne est inclinée à peu près à 1 de base sur 1 de hauteur, et 3 contractions sont évitées, donc $m = 0,80$ (n° 75) et $E = 0,80 \times 0,51 \times 4,78 = 1^{m.c.c.},95$. Le coursier est fort court. Tous ces nombres substitués dans la formule (B) du n° 108, nous donnent $P.V = 61 \times 1,95\,(4,78 - 3,17)\,3,17 = 607^{k.m.}$, environ $= 8$ chevaux vapeurs à peu près, et puisque cette force faisait marcher 700 broches, il s'ensuit qu'un cheval vapeur en faisait marcher 87 et ce qu'il faut pour les alimenter; mais on peut compter dans les applications sur 90 de ces fortes broches pour un cheval vapeur. Ce résultat paraîtra faible, cependant il est vrai. Il faut observer que ce sont de très fortes broches pour le fil n° 8, et que la transmission du mouvement absorbe beaucoup de force.

Un régulateur à force centrifuge a été établi pour régler l'ouverture de la vanne, d'après le nombre de métiers en mouvement.

On travaille maintenant à établir cette usine sur une plus grande échelle, en utilisant toute la force du cours d'eau.

FILATURES DE LAINE.

141. Il y a des filatures pour la laine grasse destinée à la fabrication des draps et des filatures pour la laine peignée, pour les mérinos et autres tissus.

Dans toutes, à l'exception du loup qui demande la force de deux chevaux ordinaires, ou a à peu près celle d'un cheval vapeur, les métiers à filer, comme les métiers à préparation, peuvent marcher par l'action d'un seul homme, et même beaucoup d'entre eux marcheraient très facilement. Cependant, en raison des mécanismes nécessaires pour transmettre le mouvement, on conçoit que le travail moteur à développer sur un récepteur doit être plus grand que celui que demanderaient toutes les actions réunies des hommes.

Les opérations à faire subir à la laine consistent toujours à peigner, c'est-à-dire à redresser les fils, les mettre dans des positions parallèles et en former des rubans, à les multiplier et à les étirer pour en faire des rubans moins larges et de grosseur uniforme, à leur donner un commencement de torsion ou en faire un gros fil, et enfin à en faire un fil mince d'un numéro voulu. Dans les filatures pour la laine peignée, les principaux métiers à préparation sont les défeutreurs qui forment les premiers rubans; les bancs d'étirage et les grandes et petites réunions; les bobinoirs destinés à former le gros fil; enfin les métiers à filer fin.

Le système de métier généralement adopté dans la Champagne est celui de M. Laurent; mais on lui a fait subir différentes modifications. Dans les métiers à filer on a supprimé la petite traverse appelée *contre-sellette*, qui pressait les 2 rangs de cylindres intermédiaires, et l'on a substitué aux cylindres presseurs en bois d'autres cylindres en plomb, pour avoir à peu près la même pression sans avoir l'inconvénient du balancement de la contre-sellette.

Dans tous ces métiers, les cylindres pourvoyeurs sont

en bois, en fer ou en cuivre, et unis. Les cylindres qui étirent sont, ceux du dessous, cannelés, et ceux du dessus sont unis. Ceux-ci sont en bois ou en fer, ou en plomb, suivant la pression qui est nécessaire ; ils sont enveloppés de cuir et de drap pour rendre leur surface un peu élastique, afin que le fil ne souffre pas. Par cette raison, on doit sentir l'inconvénient qu'il y aurait de prendre des cylindres en fer cannelés, tant pour le dessus que pour le dessous. Les cylindres supérieurs sont encore enveloppés de parchemin pour que la laine ne s'attache pas à eux. Il y a aussi des mécanismes différents pour faire marcher les chariots : dans les uns c'est une vis que l'on emploie à cet effet, dans les autres une crémaillère, ou encore une chaîne sans fin à la Vaucanson. La manière d'arrêter le chariot est aussi plus ou moins prompte ; la détente appelée *polichinelle* est sans doute préférable.

Dans les défeutreurs et dans les bobinoirs, on étire et on réunit les rubans comme dans les réunions ; ce sont donc aussi de véritables réunions, seulement on y étire plus ou moins les rubans. On conçoit très bien, par exemple, que le premier défeutreur ne doit pas allonger autant le ruban qu'une réunion ; car quand il arrive à ce métier à préparation, il a déjà une consistance assez grande pour supporter un étirage plus fort. On a senti aussi la nécessité de mettre des peignes dans tous les métiers à préparation, attendu qu'ils font un peu l'office de cylindres presseurs ; ils retiennent effectivement un peu le fil, et l'on sait que la pression qu'on lui fait supporter est indispensable pour l'étirage, car le ruban se romprait ou se friserait si le poids qui presse le premier cylindre d'un laminoir, n'était pas suffisant, la laine tendant toujours à revenir sur elle-même. Un excédant de poids n'est pas nuisible ; il arriverait seulement dans ce cas que le parchemin dont nous avons parlé, s'userait plus vite. Mais le but principal des peignes est de diviser la laine pour faciliter l'étirage, aussi appelé laminage. Enfin, les

peignes sont nécessaires dans tous les métiers, parce que le ruban de laine conserve jusqu'au bout de petits nœuds ou de petites aspérités qu'on ne peut enlever qu'en les faisant frotter contre un plus grand nombre d'aiguilles, ce qui revient à multiplier les peignes.

Il faut tâcher d'éviter que les rubans ne se coupent ou ne se retirent, ils feraient alors ce que les filateurs appellent la barbe. On évite cet inconvénient en donnant au cylindre-peigne la même vitesse que le cylindre par lequel il est alimenté; car si ce dernier avait une vitesse plus grande, les rubans ne seraient plus suffisamment étirés, et comme la laine tend à revenir sur elle-même, elle se renflerait sur le cylindre-peigne.

Il est encore important qu'il y ait une distance convenable entre les paires de cylindres travailleurs qui sont séparés par un cylindre-peigne. En effet, dans chaque pays les filaments de laine dont se composent les rubans, ont une certaine longueur; les laines que l'on file à Reims ont des filaments de 3 pouces environ de longueur. Si donc on admet, par exemple, qu'il n'y ait que 2 pouces d'écartement entre les deux paires de cylindres travailleurs, les filaments se trouveront pressés par les deux paires de cylindres, et comme la vitesse de ces cylindres n'est pas la même, car dans les bobinoirs, par exemple, l'étirage est ordinairement de 1 à 5, il en résulte que ces filaments se cassent, puisqu'ils ne sont pas susceptibles d'allongement; le ruban est alors coupé, c'est-à-dire qu'il présente de distance en distance des parties faibles et des grosseurs. Ceci n'aurait lieu que dans les machines qui n'ont pas de peignes, comme dans celles dont le peigne, par son très petit périmètre, permettrait au filament de pouvoir être maintenu à la fois sur deux cylindres travailleurs.

Un trop grand écartement serait aussi nuisible, attendu que le peigne, qui a ordinairement 2 pouces à 2 pouces et demi de diamètre, serait trop écarté de la première paire ou

de la deuxième paire de cylindres ; dans le premier cas les barbes seraient fréquentes, dans le second on serait exposé à avoir un ruban coupé. Dans les métiers perfectionnés on peut rapprocher à volonté les cylindres travailleurs les uns des autres.

Dans les métiers à filer il y a 4 et même 5 rangs de cylindres ; on n'en met plus que 4 maintenant. Le laminage se fait du premier au quatrième rang ; les deuxième et troisième rangs sont seulement conducteurs, ce que l'on voit par les pressions qui sont libres, tandis que pour le premier et le quatrième, la pression se fait au moyen d'un levier.

Dans beaucoup de filatures on a supprimé les cylindres en plomb, parce qu'ils finissent par se canneler, et qu'alors le ruban est attaqué.

Dans les bobinoirs on a adopté aujourd'hui les frottoirs à 5 rouleaux, parce qu'il y avait trop d'intervalle entre les cylindres lamineurs et le rouleau du milieu du frottoir, et ensuite parce que la préparation obtient plus de consistance. Le fil est aussi mieux roulé.

M. Morel, directeur de la filature de laine peignée appartenant à M. Bureau Brisez, à Reims, de qui nous tenons ces détails, a bien voulu encore nous faire connaître la composition d'une filature de 3000 broches. Voici, selon lui, quels seraient les métiers à préparation dans ce cas :

1°. Un défeutreur réunisseur. Cette machine se compose de 4 cylindres-peignes qui ouvrent la laine ; de là elle passe à deux rangs de cylindres-étireurs qui l'étirent de 1 à 3. Les 4 rubans passent ensuite dans un entonnoir qui les réunit en un ; ce ruban est après, ouvert par un seul peigne, et deux autres rangs de cylindres l'étirent encore de 1 à 3 ;

2°. Un défeutreur semblable qui réunit 8 rubans en un, et dont les cylindres étirent encore de 1 à 3 ;

3°. Un petit défeutreur simple étirant de 1 à 4 ;

4°. Un banc d'étirage. C'est une machine qui ne réunit pas, elle étire seulement de 1 à 4,50 ;

5°. Une réunisseuse. Cette machine n'étire pas, elle réunit de 8 à 12 rubans en un pour former le tortillon. On fait ce ruban de cette force, autrement il se casserait au tortillonnoir ;

6°. Un tortillonnoir pour tendre le ruban, la laine ayant des dispositions à se friser. Après avoir soumis le ruban au tortillonnoir, on le soumet à l'action de la vapeur pour maintenir les fils autant que possible parallèles entre eux ;

7°. Un détortillonnoir pour détordre le ruban ;

8°. Un défeutreur à peignes successifs ;

9°. Un réduit de 4 rubans en 2. Il étire de 1 à 5 ;

10°. Une réunion de 12 en 6, avec étirage de 1 à 5 ;

11°. Un bobinoir à 7 grosses cannelles ;

12°. Sept bobinoirs ayant ensemble 130 petites cannelles qui étirent de 1 à 5.

Le plus haut n° qu'on ait obtenu à Reims est le n° 120 ; c'est-à-dire qu'une livre donne 120 échées, et chaque échée donne un fil d'environ 700 mètres. Ainsi, une livre de laine de ce n° donne un fil de 84000 mètres. Le n° 100 donne 100 des mêmes échées, d'environ 700 mètres de longueur ; le n° 70, 70 échées, etc. Passons maintenant au calcul des filatures.

Filature de M. Julion, à Suippe (Marne).

Cette filature est mue par une roue en dessous à palettes planes, dont le jeu est un peu fort sur les côtés, nous prendrons donc la formule B″ du n° 108.

Il y a 6 métiers de 160 broches, ou 960 broches, et tous les métiers à préparation nécessaires. Ces 6 métiers filent ensemble 30 kil. de laine du n° 50 à 60 ; ils n'en fileraient que 24 kil. du n° 60 à 70, et 25 à 30 kil. par métier du n° 12 au n° 15, et tout cela dans une journée de travail de 14 heures sans repos. 5 hectogrammes donnent un fil de 700 mètres de longueur pour le n° 1 ; pour le n° 2, ce serait le double, etc.

La formule à employer est $PV = 76{,}45 . a . v . (v - V) . V$ (n° 108), nous avons trouvé $a = 0^{m.c.},0816$, $v = 4^{m.},53$, $V = \frac{10{,}25 \times \pi \times 4{,}60}{60} = 2^{m.},47$, donc $PV = 143^{k.m.},78 = 1^{ch.vap.},91$; ainsi, un cheval vapeur ferait marcher 502 broches.

J'ai calculé à Reims la filature de M. Bureau Brisez, mue par une machine à vapeur sans détente ni condensation, et dans laquelle on brûle environ 700 kil. de houille par journée de travail de 13 heures, y compris la mise en train. Il y a 8 métiers de 220 broches chacun, 6 métiers de 240 broches, ce qui fait un total de 3200 broches et 20 machines à préparation, dont 12 bobinoirs de 12 à 30 cannelles chaque. La force de cette machine est à peu près de 9 chevaux ; il n'y aurait donc guère qu'environ 400 broches par force de cheval vapeur. Dans les applications, il conviendra donc de baser les calculs sur 400 à 450 broches seulement par force de cheval vapeur. Les métiers à préparation sont plus nombreux qu'à Suippe.

On file deux genres de fil : chaîne et trame. La chaîne se file depuis le n° 25 jusqu'au n° 60, et la trame depuis le n° 30 au n° 100.

On file 100 kil. de laine par jour de 12 heures et demie de travail, non compris le repos.

On m'a assuré que généralement une broche faisait trois échées de fil moyen dans une journée.

L'axe des tambours fait 70 révolutions par minute. Le tambour a 24 pouces de diamètre, et les poulies placées sur les machines en ont 12.

MACHINES EMPLOYÉES DANS LE TRAVAIL DU FER.

142. Le minerai est soumis, avant de le fondre dans les hauts-fourneaux, à deux opérations pour lesquelles on emploie des machines ordinairement mues par l'eau ; ce sont les boccards, composés de pilons qu'un hérisson fait soule-

ver et qui sont destinés à le concasser; et les patouillets, ou arbres garnis de bras, avec lesquels on le lave pour le débarrasser des terres inutiles. Pour le fondre, il faut des machines soufflantes; enfin, pour affiner le fer et pour l'étirer en barres, il faut des marteaux et des laminoirs. Nous allons nous occuper du calcul de ces machines.

Calcul de l'ancien boccard de Bayard-sur-Marne. (*Fig.* 101.)

Cette machine est mue par une roue à aubes de diamètre $D = 2^{m},59$; $n = 25$; c'est aussi le nombre de tours du hérisson.

Les pilons sont au nombre de 5. Ils ont chacun $2^{m}.27$ de long et $0^{m},135$ d'équarrissage; ils sont terminés par un parallélipipède en fonte de $0^{m},108$ et $0^{m},135$ d'équarrissage. Les mentonnets sont en fonte ainsi que les cames. Le poids total d'un pilon est à peu près de 86 kil. Le poids de la roue et de son arbre est d'environ 1332 kil. Chaque pilon est élevé verticalement de $0^{m},32$. La came a $0^{m},16$ de longueur, le mentonnet environ $0^{m},27$; le rayon du hérisson $0^{m},27$; la distance du centre du hérisson à l'extrémité de la came $= 0^{m},43$; la longueur moyenne du mentonnet $0^{m},16$ environ; l'intervalle entre les prisons $= 1^{m},62$; chaque prison est en bois de chêne ainsi que le pilon. L'arc décrit par l'extrémité de la came est de 48°. Il y a 4 pilons soulevés à la fois.

Calcul. — Établissons l'équation d'équilibre par rapport à l'axe du hérisson. Les moments des forces qui agissent autour de cet axe sont : 1°. Celui de la force motrice $= P \times 1^{m},295$.

2°. Le moment du poids du pilon. — Le bras du levier de chaque pilon est d'abord bm, à la fin de la course dr et le moyen $pq = \cos. 24° \times 0,43 = 0,39$. (*Fig.* 101.)

Au poids des pilons se joint le frottement contre les prisons. La pression $= \frac{86 \times 0,16}{1,62} = 8,49$ (n° 43). Le frotte-

ment $= 16,98 \times 0,34 = 5,77$ pour les 2 prisons (tableau E); le poids à soulever $= 86 \times 5,77 = 91,77$ par pilon, pour les 4, $4 \times 91,77 = 367,08$, et le moment $= 367,08 \times 0,39 = 143^{k.},16$.

3°. Le moment du frottement de la came contre le mentonnet. — Le frottement $= 4 \times 91,77 \times 0,15 = 55,06$ (Fonte contre fonte sans enduit), et le moment $= 55,06 \times 0,16 = 8,81$, en cherchant le bras de levier comme dans le moulin à papier.

4°. Le moment de la force perdue par le choc. — La longueur du mentonnet en commençant est 0,11 environ; les pressions des deux prisons $= 2 \times \frac{86 \times 0,11}{1,62} = 11,68$ (n° 43); et le frottement $= f \times 11,68$; $f = 0,54$ (tableau D); donc ce frottement $= 0,54 \times 11,68 = 6,31$; au moment du choc, le poids de chaque pilon doit être considéré comme $= 86 + 6,31 = 92^{k.},31$. Comme la masse du corps choqué est petite par rapport à celle du corps choquant, la vitesse de ce dernier n'est pas sensiblement altérée, et le pilon prend instantanément la vitesse du point qui le soulève, ou la vitesse de l'extrémité de la came $= \frac{25 \times 2\pi . 0,43}{60} = 1,12$; la hauteur qui répond à cette vitesse $= 0,0639$ (tableau V) et la quantité de travail perdue par le choc $= 92,31 \times 0,0639 = 5^{k.m.},90$. Chaque fois que la roue fait un tour, il y a 5 pilons de soulevés, et chacun est soulevé 3 fois, c'est-à-dire qu'il y a 15 chocs, et comme dans 1" il se fait $\frac{25}{60} = 0,417$ tours, il se fait dans ce temps $15 \times 0,417 = 6,255$ chocs, qui consomment une quantité de travail $= 6,255 \times 5,90 = 36^{k.m.},90$. Ce travail est développé à l'extrémité de la came dont la vitesse $= 1,12$, donc la force perdue par le choc $= \frac{36,90}{1,12} = 32,95$, et le moment $= 32,95 \times 0,43 = 14^{k.},17$.

5°, Le moment du frottement des tourillons. — Les forces qui agissent horizontalement sont $P - 55{,}06$, et verticalement $367{,}08 + 32{,}95 + 1332 = 1732$ environ. Le rayon du tourillon $= 0{,}03$ et $f = 0{,}25$ (fer contre bronze, surfaces très peu onctueuses, tableau F); donc ce moment $= 0{,}03 \times 0{,}25 \times \sqrt{(P - 55{,}06)^2 + (1732)^2}$. Nous supposerons d'abord $P = 0$, et nous aurons ce moment $= 0{,}0075 \times \{0{,}96 \times 1732 + 0{,}4 \times 55{,}06\} = 12{,}63$ (n° 16); et par suite $P \times 1{,}295 = 143{,}16 + 8{,}81 + 14{,}17 + 12{,}63$, d'où $P = 138$ kil. environ. Mettant cette valeur de P sous le radical, on a pour le moment du frottement $0{,}0075 \{0{,}96 \times 1732 + 0{,}4 \times 82{,}94\} = 12{,}72$ (n° 16). Donc l'effort moteur se trouve par $P \times 1{,}295 = 143{,}16 + 8{,}81 + 14{,}17 + 12{,}72 = 178{,}86$; d'où $P = 138^{k},11$.

La vitesse extérieure de la roue $= V = \dfrac{25 \times \pi . 2{,}59}{60} = 3^{m},39$; donc le travail moteur $= 138{,}11 \times 3{,}39 = 468^{k.m.},19$.

Il y a continuellement 4 pilons suspendus, ce qui fait un poids $= 4 \times 86 = 344$ kil., et la vitesse moyenne dans 1" est $\dfrac{25 \times 2 \pi . 0{,}39}{60} = 1{,}02$; le travail utile est donc $344 \times 1{,}02 = 350{,}88$; donc le travail perdu par les frottements et les chocs $= 468{,}19 - 350{,}88 = 117{,}31$, ou les $\dfrac{117{,}31}{350{,}88} = 0{,}334$ du travail utile, à peu près le $\frac{1}{3}$.

Quand on se sera donné le poids de chaque pilon, la hauteur à laquelle on doit l'élever, le nombre de coups qu'ils doivent donner par minute, il sera facile de trouver le travail utile; on y ajoutera un tiers de ce travail et on aura le travail moteur. C'est ainsi qu'on trouvera la valeur de P V que l'on substituera dans la formule qu'on voudra employer pour avoir le volume d'eau ou de vapeur.

PATOUILLETS.

Calcul du patouillet de M. Petit-Guiot, établi à Bley (Haute-Saône).

143. Il y a dans cette usine deux patouillets mus par deux roues à augets qui ont absolument les mêmes dimensions et qui reçoivent une même dépense d'eau par un orifice de vanne et sur le côté ; la hauteur totale de chute étant aussi la même, nous ne calculerons qu'une de ces roues. (*Fig.* 102.)

La hauteur totale de chute $H = 2,77$; $D = 4^{m.},55$, $n = 10$, moyennement, $V = \frac{10 \times 4,55 \times 11}{60} = 2^{m.},38$. La surface de l'orifice de la vanne $= 0,98 \times 0,09 = 0^{m.c.},0882$; la charge sur le centre de l'orifice $= 0,855$; si la contraction n'était évitée sur aucun côté, le multiplicateur de la dépense serait $m = 0,615$ (Tableau B) ; et comme elle est évitée sur un côté, $m = 0,615 \times 1,035 = 0,636$; donc $E = m a \sqrt{2 g h}$ $= 0,636 \times 0,0882 \times 4,09 = 0^{m.c.},229$. Cette dépense a été trouvée absolument la même sur un point du canal avec un petit rouet de fer-blanc.

$v = 4^{m.},09$; $y = \frac{g}{2 v^2} x^2 = 0,29\, x^2$, équation qui a donné pour $x = 0,1$, $x = 0,4$, $x = 0,5$, $x = 0,8$, $x = 1$, les ordonnées correspondantes $y = 0,0029$, $y = 0,046$, $y = 0,07$, $y = 0,1856$, $y = 0,29$; coordonnées qui ont servi à déterminer la parabole que décrit l'eau en sortant de l'orifice de la vanne qui est sans coursier, et par suite $h' = 2,77 - 0,90$ $= 1^{m.},87$, et $\gamma = 72^{\circ}$, $v = \sqrt{2 g \cdot 90} = 4^{m.},20$; on a donc $PV = 780 \times 0,229 \times 1,87 + 102 \times 0,229 \times (1,30 - 2,38)$ $2,38 = 273^{k.m.},98 = 3,65$ chevaux vapeurs.

Quand la mine est riche, on lave 35 queues de minerai par patouillet ; la queue est de 20 pieds cubes, ce qui fait 700 pieds cubes, en un jour de 10 heures sans interruption, et pour les 2 patouillets 1400 pieds cubes, prêts à mettre au fourneau.

Le pied cube pèse moyennement 58 kil., ainsi les 2 patouillets ensemble, et dans une journée de 10 heures de travail, lavent 81200 kil. de minerai.

Quand le minerai est riche, 27 pieds cubes de minerai, avec la terre, ont produit 11 pieds cubes prêts à mettre au fourneau.

Quand le minerai est pauvre, le produit n'est que moitié environ.

Calcul du patouillet des forges de madame Dornier (Haute-Saône).

144. Une roue de côté recevant l'eau par un orifice en déversoir donne le mouvement. $D = 5^{m.},20$, $n = 3,25$. $V = \frac{3,25 \times \pi \times 5,20}{60} = 0,88$. $H = 1,84$; $E = m.l.h\sqrt{2gh}$; $m = 0,395$, $l = 1^{m.},54$, $h = 0,11$, donc $E = 0^{m.c.c.},098$ (nº 108), $v = \sqrt{2g.0,6 \times 0^{m.},11} = 1^{m.},14$ (nº 108); $y = \frac{g}{2v^2} x^2 = 3,77\, x^2$, équation qui donne pour les coordonnées de la courbe décrite par l'eau, $x = 0,1$, $y = 0,0377$; $x = 0,2$, $y = 0,1508$; $x = 0,3$, $y = 0,339$; $x = 0,4$, $y = 0,6$; $x = 0,5$, $y = 0,94$; et par suite $h' = 1,68$, $\gamma = 27°$, et pour la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue $\nu = \sqrt{2g.0,16} = 1,77$. Il résulte donc que le travail moteur $PV = 799.E\{h' + (\nu \cos.\gamma - V)V\} = 179^{k.m.},31 = 2,39$ chevaux vapeurs.

Dans 25 jours de travail de 10 heures et sans interruption, on lave, prêt à mettre au fourneau, 430 queues de minerai, ce qui fait $430^{k.} \times 20 = 8600$ pieds cubes, et par jour 344.

Résultat des deux calculs. — Dans l'usine de M. Petit-

	ch. vap.		pieds cubes de minerai.
Guiot, avec un travail moteur de	3,65,	on lave	700
Chez Mme Dornier, avec	2,39,	*id.*	344
Donc avec	6,04,	*id.*	1044

prêt à mettre au fourneau ; ce qui fait $172^{k},86$ environ par cheval vapeur.

Calcul du soufflet à piston des forges de madame Dornier (Haute-Saône).

145. Ce soufflet est mû par une roue de côté recevant l'eau au moyen d'une vanne. La roue faisait 10 tours dans 3 minutes, ou 3,33 tours dans une minute. $D = 5^{m},20$, comme la roue du patouillet ; donc $V = \frac{3,33 \times \pi \times 5,20}{60} = 0^{m},91$ à peu près. La charge sur le centre de l'orifice $= 1,025$, $\sqrt{2g \times 1,025} = 4,48$; la surface de l'orifice $= a = 1,54 \times 0,11 = 0^{m.c.},1694$; deux contractions sont évitées, donc $m = 0,615 \times 1,072 = 0,659$ (n° 61 et tableau B) ; donc $E = ma\sqrt{2gh} = 0^{m.c.c.},50$, $v = 4,48$; il n'y a point de coursier, et les coordonnées de la courbe que décrit l'eau, données par l'équation $y = \frac{g}{2v^2} \times x^2 = 0,24 . x^2$, sont $x = 0,2$, $y = 0,0096$; $x = 0,5$, $y = 0,06$; $x = 0,8$, $y = 0,1536$; $x = 1$, $y = 0,24$. Le point de rencontre de la parabole avec la circonférence extérieure de la roue étant déterminé (n° 108), on trouve $h' = 1^{m},76$, $\gamma = 68°$, $v = \sqrt{2g . 1,05}$, et enfin $P V = 755 \times 0,50 \left\{ 1,76 + \frac{(1,68 - 0,91)}{9,81} 0,91 \right\} = 690^{k.m.}83 = 9,21^{chev. vap.}$

L'air qui est chassé dans le haut-fourneau est de $28^{m.c.c.},47$ par minute. Nous n'avons pu en déterminer la pression.

Le haut-fourneau dont il alimente la combustion a 24 pieds de haut, 2 pieds de diamètre au gueulard, 8 pieds au ventre et 20 pouces au creuset sur la sole.

Calcul de la cagnardelle établie à la forge du Val-Suzon (Côte-d'Or), *qui alimente un haut-fourneau au charbon de bois.*

146. La machine est en tôle. Elle est inclinée à 22° 30',

le diamètre extérieur est de $2^{m},68$. La roue est à augets, et reçoit l'eau sur son sommet par un déversoir.

$D = 3{,}50$, $n = 4$, $V = \frac{4 \times \pi \times 3{,}50}{60} = 0{,}73$; $E = m.l.h\sqrt{2gh}$; $m = 0{,}404$ (n° 73), $l = 2^{m},60$, $h = 0{,}05$, $\sqrt{2gh} = 0{,}99$, donc $E = 0^{m.c.c.},052$. $v = \sqrt{2g\,.06 \times 0{,}05} = 0{,}76$ (n° 108). Les coordonnées de la courbe que l'eau décrit sont $x = 0{,}1$; $y = 0{,}0849$; $x = 0{,}2$, $y = 0{,}3396$; $x = 0{,}3$, $y = 0{,}76$; $x = 0{,}4$; $y = 1{,}36$.... La courbe ayant été décrite, on a trouvé $h' = 3^{m},47$, $\alpha = 47°$. $v = \sqrt{2g\,.0{,}08} = 1{,}25$, et enfin $PV = 780 \times 0{,}052 \times 3{,}47 + 102 \times 0{,}052 \times (0{,}85 - 0{,}73)\,0{,}73 = 14^{k.m.},20 = 1^{ch.vap.},88$, ou environ 2 chevaux vapeurs, à peu près comme celle de M. André Kœchlin à Mulhausen.

Nous n'avons pas déterminé la quantité d'air qu'elle envoie dans le haut-fourneau; mais au dire du mécanicien qui a construit cette machine, elle fournit 800 pieds cubes d'air par minute. (*Fig.* 130.)

MARTINETS ET MARTEAUX DE FORGE.

Calcul du martinet de forge de la vallée de Mésien (Basses-Alpes), appartenant à M. Silvestre, mû par une roue à augets. (*Fig.* 103).

147. Nous calculerons le travail moteur en partant de l'outil et en établissant les équations d'équilibre par rapport à chaque axe.

Le diamètre de la roue $= 2^{m},22$; $n = 36$; le poids p de la tête du moulinet $= 40$ kil., le poids p' du manche $= 100$ kil.; la longueur totale du manche $c = 2^{m},80$, son épaisseur $b = 0^{m},16$; l'angle qui détermine l'élévation du manche $= 7° 45'$. Depuis l'extrémité du manche à l'axe de rotation a, il y a $0^{m},76$; depuis cet axe au centre de gravité du manche il y a $0^{m},64$, et au centre de gravité de la tête

$1^m,78$; le reste du manche dépasse la tête. Le poids du hérisson $= 586$ kil.; l'anneau en fonte qui porte les cames pèse 200 kil.; le poids total de l'arbre et de la roue est de 1136 kil.; le rayon de l'axe de la hurasse $= 0,02$, et celui du tourillon de la roue $= 0,03$. Depuis l'extrémité des cames au centre de l'axe il y a $0^m,37$.

Équation d'équilibre par rapport à l'axe de la hurasse. — Les forces qui agissent autour de l'axe de la hurasse sont 1°. le poids de la tête. Son bras de levier au commencement du mouvement est de $1^m,78$; celui qui répond au point milieu de l'arc parcouru par la tête, qui doit être considéré comme le bras de levier moyen $= \cos. 3°,52' \times 1,78 = 1,776$, qui diffère peu de l'autre à cause de la petitesse de l'angle qui détermine l'élévation du manche; donc le moment de cette force $= 40 \times 1,776 = 71^k,04$; 2°. Le poids du manche que nous regardons comme une force qui agit à son centre de gravité. Son moment $= 100 \times 0,639 = 63,90$; 3°. la force qui agit à l'extrémité du manche, ou q, qui a pour bras de levier 0,76 que l'on peut considérer comme le moyen, et a pour moment $q \times 0,76$; 4°. le frottement de l'axe de la hurasse qui est égal à $r \times f(40 + 100 + q)$; $f = 0,25$ (fer sur bronze, surfaces peu onctueuses), $r = 0,02$. q est donné par l'équation $q \times 0,76 = 71,04 + 63,90$, d'où $q = 177,55$; donc ce moment $= 1^k,59$, et la première équation d'équilibre est $q \times 0,76 = 136,53$, d'où $q = 179^k,64$.

Deuxième équation d'équilibre par rapport à l'axe de la roue. — Les forces à considérer sont 1°. P, dont le moment est $P \times 1,11$; 2°. la force q, dont le moment est $q \times 0,37 = 179,64 \times 0,37 = 66,47$; 3°. le frottement de la came $= 179,64 \times f$; $f = 0,15$ (fonte contre fonte); donc ce frottement $= 179,64 \times 0,15 = 26,95$, et son moment $26,95 \times 0,05 = 1^k,35$, le bras du levier moyen étant 0,05.

4°. Le moment de la force perdue par le choc. — La force vive perdue par le choc $= \frac{m'}{m + m'} m V^2$; $\frac{P r^2}{2g} =$

$\frac{586\times(0,22)^2}{2g}=1,43$ (nº 10), ce qui est le moment d'inertie de l'arbre. Celui de l'anneau $=\frac{P\left(r^2+\frac{b^2}{4}\right)}{g}$; $r=0,27$, $b=0,10$, $P=200$; donc ce moment d'inertie $=1,53$, et par suite $m=1,43+1,53=2,96$; $m'=\frac{P}{g}R^2+\frac{P'}{g}\left(R'^2+\frac{b^2+c^2}{12}\right)$; $P=40$, $P'=100$; $R'=0,64$, $R=1,78$, $b=0,16$, $c=2,80$; donc le moment d'inertie du martinet $=m'=23,83$; $V_1=\frac{36\times 2\pi}{60}=3,77$ environ; $mV_1^2=42,06$; la force vive, perdue par le choc $=\frac{23,83}{2,96+23,83}\times 42,06=37,41$ environ, et le travail correspondant $=18^{k.m.},71$ (nº 9). Il y a 6 chocs par chaque tour de l'arbre, et $\frac{36}{60}=0,6$ tour par 1″; donc dans ce temps il y a $0,6\times 6=3,6$ chocs. La quantité de travail totale perdue dans 1″ est donc $3,6\times 18,71=67,36$. Cette quantité de travail est perdue à l'extrémité d'un levier dont la vitesse $=\frac{36\times 2\pi\cdot 0,37}{60}=1,39$; donc l'effort perdu par le choc $=\frac{67,36}{1,39}=48,46$, et le moment de cette force $=48,46\times 0,37=17,93$, ou 18 à peu près.

5°. Le frottement du tourillon de la roue. — Ce frottement est égal à
$$0,03\times 0,25\sqrt{(P+26,95)^2+(179,64+1136+48,46)^2}.$$
On suppose d'abord P nul et l'on détermine la résultante de la pression exprimée par le radical, par $R=0,96P+0,4Q$ (nº 16); l'on trouve 9,90 à peu près pour le moment du frottement du tourillon, et par suite une première valeur de P au moyen de l'équation $P\times 1,11=66,47+1,35+18+9,90$. On substituera cette valeur de $P=86,33$ sous le radical, et

l'on aura 10,16 pour le second moment du frottement du tourillon, et l'équation $P \times 1,11 = 66,47 + 1,35 + 18 + 10,16$, donnera, pour la valeur de P assez approchée, $P = 86^k,47$. La vitesse de la roue étant $V = \frac{36 \times \pi \times 2,22}{60} = 4,18$, le travail moteur sera $86,47 \times 4,18 = 361^{k.m.},44$. Avec cette quantité d'action, un ouvrier et un apprenti peuvent faire, dans une journée de 12 heures de travail, 14 pelles dites lichets, ou bien 14 hâches, ou bien 6 à 7 pelles à douille. L'ouvrage n'est qu'ébauché; il ne reste qu'à unir les surfaces.

Calcul du martinet de forge établi à Vols, près Manosque (Basses-Alpes), mû par une petite roue de côté.

148. Calculons d'abord le travail moteur en partant de l'outil, comme dans l'exemple précédent; et nous le calculerons après au moyen de la formule de la roue de côté pour savoir à peu près quel doit être le coefficient de correction de ces formules dans les cas des petites roues recevant l'eau d'une grande hauteur, par rapport au diamètre de la roue.

Données. — $H = 4,96$, $D = 2,24$, $n = 36$, $V = \frac{36 \times \pi \times 2,24}{60} = 4^m,22$; le rayon du tourillon $= 0^m,05$, celui de la hurasse $= 0,015$, le poids de l'arbre $= 2228^k$, celui de la roue $= 905$, ce qui fait un total de 3133 kil. $p = 100$ kil., $p' = 155$ kil.; la distance de l'extrémité du manche vers les cames à l'axe de rotation est de 0,94; du centre de l'axe de rotation au centre de gravité de la tête, $1^m,91 = R$; de ce centre de gravité à l'autre extrémité du manche 0,10, ce qui fait une longueur totale de $2^m,95 = c$; du centre de gravité du manche à l'axe de rotation, $0^m,48 = R'$; l'épaisseur moyenne du manche $= 0,25 = b$; l'angle qui détermine la position du manche, quand le martinet

s'élève, est de 7° ; on conçoit donc que les bras de levier moyen doivent différer peu des longueurs données ; car le bras de levier moyen de la tête $= \cos. 3^{\circ},30' \times 1,91 = 1,90$, aussi nous prendrons tous les autres tels qu'ils sont. En suivant la même marche que dans le cas précédent, et les mêmes coefficients du frottement, nous aurons donc : moment de la tête $100 \times 1,90 = 190$ kil. ; moment du manche $155 \times 0,48 = 74,40$; le frottement de la hurasse $= rf(255 + q) = 0,015 \times 0,25\,(255 + q)$; q est donné par $q \times 0,94 = 190 + 74,40$, d'où $q = 281,28$ environ, ce qui donne $1^{k},90$ pour ce moment, et la première équation d'équilibre est $q \times 0,94 = 190 + 74,40 + 2,01$, d'où $q = 283^{k},29$.

Pour établir la deuxième équation d'équilibre, nous aurons le moment de $P = P \times 1,12$; le moment de $q = 283,29 \times 0,31 = 87,82$; le frottement de la came $= 283,29 \times f = 283,29 \times 0,15 = 42,49$, et son moment $= 42,49 \times 0,055 = 2,34$, en déterminant le bras de levier $0,055$ comme dans le n° 115. La force vive perdue par le choc $= \dfrac{m'}{m + m'} \times m V_{,}^{2}$; $m = \dfrac{P r^{2}}{2g} = \dfrac{905 \times (0,25)^{2}}{2 \times 9,81} = 2,88$ (n° 10).

$$m' = \frac{P}{g} R^{2} + \frac{P'}{g}\left(R'^{2} + \frac{b^{2} + c^{2}}{12}\right) = \frac{100}{9,81}(1,91)^{2} + \frac{155}{9,81}\left\{(0,48)^{2} + \frac{(0,25)^{2} + (2,95)^{2}}{12}\right\} = 52,32.$$

La vitesse angulaire $V_{,} = \dfrac{36 . 2\pi}{60} = 3,77$, $m V_{,}^{2} = 40,92$, et la force vive perdue par le choc $= \dfrac{52,32}{52,32 + 2,88} \times 40,92 = 38,79$, ce qui répond à un travail $19^{k.m.},39$. Il y a 3 chocs par tour de l'arbre de la roue et $\dfrac{36}{60} = 0,6$ tour dans $1''$. Il y a donc dans ce temps $3 \times 0,6 = 1,8$ choc, la quantité de travail perdue par le choc est $1,8 \times 19,39 = 34,90$, travail qui

est développé sur l'extrémité d'un levier dont la vitesse $= \frac{36 \times 2\pi \times 0,31}{60} = 1,17$ à peu près ; l'effort perdu par le choc est donc $\frac{34,90}{1,17} = 29,83$, et son moment $= 29,83 \times 0,31 = 9^{k.},25$. La direction de P étant à peu près verticale, le moment du frottement $= 0,025 \times 0,25 \times \sqrt{(42,49)^2 + (283,29 + 3133 + 29,83 + P)^2}$, et en suivant la marche indiquée précédemment, on trouve pour le moment assez approché 21,43, et par suite la deuxième équation d'équilibre est $P \times 1,12 = 87,82 + 2,34 + 9,25 + 21,43 = 120,84$, d'où l'effort moteur $P = 107,92$, et son travail $PV = 107,92 \times 4,22 = 455^{k.m.},42$. Cherchons maintenant ce travail au moyen de l'équation de la roue.

Nous avons déjà $V = 4,22$; ensuite $H = 4^{m.},96$, $h = 4$, $\sqrt{2gh} = 8,85$, $L = 4,40$; $a' = 0,46 \times 0,37 = 0,1702$, $a = 0,112 \times 0,34 = 0,0381$, $a'' = 0,104$, $c'' = 1,28$, $n = 0,0035$, $A = a'$ à peu près ; $m = 0,601$ la contraction étant complète et la charge sur le centre de l'orifice étant de $0^{m.},30$; ce qui nous donne pour la vitesse de l'eau à la sortie de la buse $\sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{1}{ma'} - \frac{1}{A'}\right)^2 a^2 + \frac{2aLc''}{a''} \cdot \frac{a^2}{a''^2}}} \times \sqrt{2gh} = 0,966 \times 8,85 = 8^{m.},55$.

La direction du filet moyen de l'eau fait avec la tangente à la circonférence extérieure au point de rencontre, un angle d'environ $30^\circ = \gamma$. Depuis ce point jusqu'à celui de sortie, il y a $0^{m.},96 = h'$, et pour la vitesse d'arrivée de l'eau $v = \sqrt{(8,55)^2 + 2g \cdot 0,30} = 8,89$, puisqu'il y a encore $0^{m.},30$ de l'extrémité de la buse au-dessus du point d'entrée de l'eau sur la roue ; $\cos. \gamma = 0,866$; nous aurons donc $v \cos. \gamma = 8,89 \times 0,866 = 7,69$. Si nous désignons par c le coefficient de la formule de la roue, cette formule serait

$PV = c \times 1000\,E \left\{ h' + \frac{(v.\cos.\gamma - V)\,V}{g} \right\}$, et en y substuant les valeurs ci-dessus, nous aurons $PV = c \times 796$. Or, si c était égal à 0,55, on aurait $PV = 0{,}55 \times 796 = 437^{k.m.},80$, nombre plus petit que le travail moteur $452^{k.m.}$ que nous avons trouvé ; ce qui nous montre que le multiplicateur de la formule doit varier entre 0,55 et 0,60. Ceci, du reste, mérite d'être confirmé par d'autres calculs ; et encore mieux par l'expérience, mais on doit sentir cependant qu'en prenant l'un ou l'autre on ne doit pas trop s'éloigner de la véritable valeur.

Dans une journée de 12 heures, un ouvrier et son apprenti peuvent faire 15 lichets, ou bien 12 hâches, ou bien ils finissent 8 pelles, ou bien encore ils corroient un quintal et demi (60 kil.) de vieux fer pour des cercles.

Nous avons encore calculé les martinets établis à Gap et à Laroche (Hautes-Alpes), mues aussi par ces petites roues de côté, et nous avons trouvé à peu près la même quantité de travail moteur ; les têtes de ces martinets variaient depuis 70 kil. à 110, et les nombres de coups depuis 180 à 128 ; nous n'en donnerons pas les calculs ; il nous suffit de savoir, d'après ceux que nous venons de donner, que l'on peut établir ces martinets de 40 jusqu'à 100 kil. ; avec un travail moteur de 400 à 450 kil., ou avec 5 à 6 chevaux vapeurs.

Calcul d'un marteau de forge de madame Dormier, près Pesmes (Haute-Saône).

149. La roue est à palettes planes et en dessous. Les côtés des palettes sont assez près des côtés du coursier pour pouvoir appliquer la formule $PV = 61\,E\,(v - V)\,V^{k.m.}$. La hauteur de l'eau sur le centre de l'orifice, ou $H = 1{,}38$, $\sqrt{2gH} = 5^{m.},20$; la hauteur de l'orifice de la vanne $= a = 0{,}60 \times 1{,}44 = 0^{m.c.},864$. Quoique cet orifice soit grand, il est encore très petit par rapport à la section du réservoir. La contraction de l'eau est évitée à peu près à moitié sur

deux côtés de l'orifice, nous la regarderons comme évitée tout-à-fait sur un côté ; donc $m = 0{,}603 \times 1{,}035 = 0{,}624$; la dépense $E = ma\sqrt{2gH} = 0{,}624 \times 0{,}864 \times 5{,}20 = 2^{m.c.c.},80$. La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue est donnée par $u = \sqrt{v^2 + 2gh}$ (n° 76), $v = \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2}}$ $\times \sqrt{2gH}$; $h = 0{,}6$; la pente est assez rapide et le coursier est assez court pour ne pas considérer le frottement de l'eau ; on trouvera $v = 0{,}857 \times 5{,}20 = 4{,}46$ et $u = \sqrt{19{,}89 + 11{,}77} = 5{,}63$; $V = \frac{n \times \pi \times 4}{60} = 4^{m.},19$; avec toutes ces valeurs, la formule ci-dessus nous donnera $PV = 61 \times 2{,}80(5{,}63 - 4{,}19)4{,}19 = 1029^{k.m.},68 = 13^{ch.vap.},78$ environ.

L'anneau porte 5 cames et la roue fait 20 tours par minute, par conséquent le marteau bat 100 fois dans ce temps, et la tête est soulevée de 15 à 16 pouces chaque fois. Cette tête pèse 370 kil.

Calcul d'un marteau de forge de M. Sirodot, à Bèze (Côte-d'Or.)

150. La roue est à augets et reçoit l'eau par dessus. La tête du marteau pèse 360 kil., et s'élève de 16 à 18 pouces chaque fois qu'il bat ; il y a 4 cames, et l'arbre ou la roue fait 34 tours par minute $= n$, par conséquent le marteau bat 136 coups dans ce temps.

$D = 1^{m.},90$, $V = \frac{34 \times \pi \times 1{,}90}{60} = 3^{m.},38$. La dépense $E = ma\sqrt{2gh}$; la surface de l'orifice de la vanne $= 2 \times 0{,}15 = 0^{m.},30$; $h = 0^{m.},825$, $\sqrt{2gh} = 4{,}02$; la contraction est évitée sur un des côtés de l'orifice, donc $m = 0{,}61 \times 1{,}035 = 0{,}63$, et la dépense $E = 0{,}63 \times 0{,}30 \times 4{,}02 = 0^{m.c.c.},76$. La capacité d'un auget $= 0{,}079$; le nombre des

augets $= 24 = \mu$; le volume d'eau introduit dans les augets dans une seconde est donc $\frac{60\,\mathrm{E}}{n\mu} = \frac{60 \times 0{,}76}{34 \times 24} = 0{,}0559$ environ ; ainsi le volume introduit dans une seconde est les $\frac{0{,}0559}{0{,}079} = 0{,}70$ de la capacité de l'auget, ou plus des $\frac{2}{3}$. Nous appliquerons donc la méthode exposée dans le n° 108. Commençons par déterminer la courbe que décrit l'eau en sortant de l'orifice. (*Fig.* 104.)

L'eau arrive sur la roue par un orifice de vanne sans coursier et avec une vitesse $v = \sqrt{2g \cdot 0{,}825} = 4{,}02$. L'équation de la parabole est donc $y = \frac{g}{2v^2} x^2 = 0{,}30 \cdot x^2$ (n° 108). L'origine des coordonnées étant au point a, nous ferons les abcisses de cette courbe égales à $x = 0{,}1$, $x = 0{,}4$, $x = 0{,}5$, $x = 0{,}8$, $x = 1$, $x = 1{,}3$, $x = 1{,}5 \ldots$; nous trouvons en les substituant dans l'équation de la courbe, les ordonnées correspondantes $y = 0{,}003$, $y = 0{,}048$, $y = 0{,}075$, $y = 0{,}192$, $y = 0{,}3$, $y = 0{,}507$, $y = 0{,}675 \ldots$; et avec ces coordonnées nous traçons la courbe abc qui rencontre la circonférence extérieure de la roue en un point b ; de ce point au dessous de la roue il y a $1^{\mathrm{m}},88$; la distance verticale de ce point au point $a = 0{,}345$; ce qui donne pour la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue $v = \sqrt{v^2 + 2gh} = \sqrt{(4{,}02)^2 + 2g \cdot 0{,}345} = 4^{\mathrm{m}},79$ (n° 76) ; la distance verticale du point a à la surface de l'eau $de = 0{,}825$, ce qui fait à très peu près une chute totale de $3^{\mathrm{m}},05$; qui est bien celle que nous avons trouvée sur les lieux ; enfin $\gamma = 13°$, dont le cosinus $= 0{,}974$.

La formule à employer en pareil cas est

$$\mathrm{PV} = \frac{1000\,\mathrm{E}}{g}(v \cdot \cos\gamma - \mathrm{V})\,\mathrm{V} + 1000\,k$$

$$\left\{ch' + \frac{h'}{18}[e_1 + 4(e_2 + e_4 + e_6) + 2(e_3 + e_5 + e_7)]\right\} \text{k.m.}$$

L'eau sort des augets à partir du premier bgh, ce que nous avons reconnu en observant la roue dans son mouvement, et ce qui est encore facile de voir par une construction (n° 108). La vitesse angulaire de la roue $= \frac{34 . 2\pi}{60} = 3,56$; le point f, centre de tous les arcs formés par l'eau dans chaque auget, est à une distance du centre de la roue $= \frac{g}{\omega^2} = 0,77$; de ce point f comme centre, et avec les rayons fb, fk, fl, fm, fn, fo, fp, fq, décrivons les arcs bi, kr, ls, mt, nu, or, px, qy, nous aurons pour le volume d'eau dont le profil est $bghi$, $0^{m.c.},0262 \times 2,10 = 0,05502 = e_1$, tandis que le volume d'eau que devrait recevoir l'auget 1 dans une seconde, est $0,0559 = e$, ainsi il y a dès le commencement une très petite quantité de cette eau qui est jetée hors des augets par l'effet de la force centrifuge; donc $h' = 0$ (n° 108), et le terme eh' de la formule disparaît. Les autres volumes d'eau que les augets contiennent sont $0,0259 \times 2,1 = 0,05439 = e_2$; $0,186 \times 2,1 = 0,03906 = e_3$; $0,0145 \times 2,10 = 0,03045 = e_4$; $0,0102 \times 2,1 = 0,02142 = e_5$; $0,0084 \times 2,1 = 0,01764 = e_6$; $0,0062 \times 2,1 = 0,01302 = e_7$; le 8ᵉ est à peu près nul. Le nombre des augets qui passent devant l'orifice de la vanne dans une seconde $= \frac{34 \times 24}{60} = 13,60 = k$, et $h'' = 1,88$; nous aurons donc $1000\,k . \frac{h''}{18} [e_1 + 4 (e_2 + e_4 + e_6) + 2 (e_3 + e_5 + e_7)] = 1420,44 \times 0,61 = 866,47$, $\frac{1000\,E}{g} (v . \cos . \gamma - V) V = \frac{1000 \times 0,76}{9,81} (4,79 \times 0,974 - 3,38) 3,38 = 335,17$, donc le travail moteur $= 866,47 + 335,17 = 1201,64 = 16$ chevaux vapeurs à peu près.

LAMINOIRS.

Calcul des laminoirs pour le cuivre et le plomb, établis à Vedènes (Vaucluse).

151. Il y a dans cette usine quatre paires de laminoirs : deux paires de 3 et 9 pieds de long qui sont mus par une roue de 20 pieds de diamètre, et deux autres paires qui sont mues par une roue à la Poncelet de 22 pieds de diamètre; c'est cette dernière que nous allons calculer. Une des deux paires de laminoirs qu'elle fait marcher a 9 pieds 4 pouces de long, les laminoirs de la seconde paire n'ont que 5 pieds de long ; les quatre laminoirs ont 18 pouces de diamètre. (*Fig.* 105).

Il suffit de jeter un coup d'œil sur la figure pour comprendre comment le mouvement de la roue motrice A B est transmis aux cylindres *c*, *c'* ; nous expliquerons seulement comment ceux-ci peuvent se mouvoir en sens contraire pour faire revenir les feuilles métalliques du côté de l'ouvrier.

Nous rappellerons d'abord qu'une roue est dite fixe lorsqu'elle est liée d'une manière invariable à son arbre et qu'elle l'entraîne par conséquent dans son mouvement ; elle est dite folle quand elle peut tourner sur elle-même sans entraîner l'arbre et qu'elle ne peut glisser ni à droite ni à gauche de la position qu'elle occupe ; enfin elle est libre par glissement si elle peut glisser le long de son arbre sans cesser d'être entraînée dans le mouvement de rotation.

On entend par manchon *rs* un cylindre qui embrasse un arbre comme un tambour ; il ne diffère de celui-ci qu'en ce qu'il est plein.

Supposez maintenant que ce manchon soit armé de dents *t* qui puissent s'engager dans des trous pratiqués dans les roues folles *cd* et *qh*, et qu'il soit mobile par glissement sur l'axe *t'u* ; si par un moyen quelconque vous approchez ce manchon de la roue *cd*, de manière à engager ses dents

dans les trous de cette roue, vous fixerez cette roue à l'arbre, puisque le manchon tourne avec lui; elle entraînera dans son mouvement les cylindres dans le sens xy. Quand le manchon, au contraire, sera fixé à la roue qh, celle-ci entraînera les cylindres dans le sens $x'y'$, et la première roue cd redeviendra folle. Tel est le moyen qui est employé à Védènes et dans d'autres endroits pour faire tourner des cylindres dans des sens différents.

Le rouet ab a 3 pieds de diamètre; les rouets bc et cd en ont 6; ef et qh, 4; le rouet fq, 2; les tourillons de l'arbre de la roue ont 5 pouces ainsi que ceux de l'arbre en fer mn. Les tourillons des laminoirs ont 8 pouces de diamètre; les arbres en fer ont 6 pouces de diamètre; les pignons c'' ont 18 pouces de diamètre comme les laminoirs.

Le nombre de dents du rouet ab est de 24; celui des rouets bc et cd, 48; il est d'ailleurs facile de trouver les nombres de dents des autres rouets; on verra aussi que les cylindres ne font que la moitié du nombre de tours de la roue motrice.

Le poids d'un grand cylindre $c = \pi r^2 \times 3{,}03 \times 7{,}207^k = 4035^k{,}92$ (n° 2); le poids d'un tourillon $= \pi r^2 \times 0{,}297 \times 7207^k = 73^k{,}83$, et pour les 2, $147^k{,}66$; donc le poids total d'un cylindre $= 4184$ kil. à peu près. Le poids d'un petit cylindre $c' = \pi r^2 \times 1{,}62 \times 7207^k = 2162$ kil., et en y comprenant les tourillons qui ont les mêmes dimensions que ceux du grand cylindre, c'est-à-dire 11 pouces de long et 8 pouces de diamètre, on aura un poids total de 2310 kil. à peu près.

La charge d'eau sur le centre de l'orifice de la vanne, ou $H = 2^m{,}92$; $\sqrt{2gH} = 7{,}57$; $D = 22$ pieds $= 7^m{,}15$; l'orifice de la vanne a $0^m{,}92$ de large et $0^m{,}216$ de hauteur verticale, ce qui fait une surface $= 0^{m.c.}{,}1987$; la vanne est inclinée à 1 de base sur 1 de hauteur, donc $E = 0{,}80 \times 0{,}1987 \times 7{,}57 = 1^{m.c.}{,}20$. $n = 13$; $V = \frac{13 \times \pi \times 7{,}15}{60} = 4{,}86$.

Comme cette application ne se rapporte à aucun des cas des formules (c'), (c''), nous prendrons la moyenne des deux coefficients, 0,75, 0,65, ce qui revient à prendre la moyenne $\frac{132,52 + 153}{2} = 142,76$; de sorte que la formule de la roue deviendra $PV = 142,76 \cdot E\,(v - V)\,V^{k.m.} = 2255,61 = 30^{chev.\ vap.},08$ environ.

Nous n'avons pu procurer d'une manière exacte l'ouvrage correspondant à ce travail moteur; mais il est toujours intéressant de connaître à peu près la force d'une pareille machine qui passe pour donner un bon produit.

Calcul du laminoir pour la tôle de fer de M. Sirodot, à Bèze (Côte-d'Or).

152. La hauteur totale de chute est de $3^{m.}$, $D = 9^{m.},745$, $n = 8$ moyennement, $V = \frac{8 \times \pi \times 9,745}{60} = 4,08$. La roue reçoit l'eau de côté par un coursier assez court et assez incliné pour qu'on puisse négliger le frottement de l'eau. La dépense $E = ma\sqrt{2gh}$; la vanne est à peu près inclinée à 1 de base sur 1 de hauteur, et la contraction est évitée sur les trois autres côtés, par conséquent $m = 0,80$; $a = 1,84 \times 0,25 = 0^{m.c.},46$; $h = 0,875$, $\sqrt{2gh} = 4,14$; donc $E = 0,80 \times 0,46 \times 4,14 = 1^{m.c.c.},523$. La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue, ou $v = \sqrt{v^2 + 2gh}$ (n° 76), $v = 4,14$, $h = 0^{m.},30$; et $v = \sqrt{17,14 + 5,89} = 4^{m.},80$. $\gamma = 30^{\circ}$, $\cos.\gamma = 0,866$; $v \cos.\gamma = 4,80 \times 0,866 = 4,16$; $h' = 1,70$; donc $PV = 755 \times E\left\{h' + \frac{(v.\cos.\gamma - V)\,V}{g}\right\} = 1149,865 \times 1,73 = 1989^{k.},27 = 26^{chev.\ vap.},52$, ce qui est loin de ce que l'on croyait; on pensait que cette machine était de la force de 40 chevaux environ; or, en admettant que la vitesse de l'eau ne fût pas altérée en sortant de l'orifice de la vanne,

et qu'on put regarder cos. γ comme à peu près $= 1$, on aurait, tout le reste restant le même,

$$PV = 755 \times 1{,}523 \left\{ 1{,}70 + \frac{(\sqrt{2g \cdot 1^{m},30} - 4{,}08)\, 4{,}08}{9{,}81} \right\} =$$

$1149{,}865 \times 2{,}10 = 2414^{k.m.},72 = 32{,}20$ chevaux vapeurs environ. Ainsi, bien certainement cette machine doit être d'une force au-dessous de 32 chevaux, et encore nous observerons qu'il se perd passablement d'eau dans la roue.

Les laminoirs sont en fonte et pesaient environ 1400 kil. chacun quand ils étaient neufs. Ils ont une longueur de 3 pieds et n'ont guère à présent qu'environ 15 pouces de diamètre; ils en avaient 18 quand ils étaient neufs. 1000 à 1100 kil. de fer en barre de 5 pouces de large sur 1 pouce d'épaisseur, sont réduits en feuille de 1 à 3 pieds de large, et de $\frac{1}{4}$ de ligne à $\frac{1}{2}$ ligne d'épaisseur, dans 24 heures quand le travail est continu.

MACHINES A VAPEUR.

153. *Description succincte de ces machines.* — Le mouvement y est donné par un ou deux pistons qui montent et qui descendent par l'action de la vapeur. La tige verticale de ces pistons étant fixée à l'extrémité du balancier FF', le fait osciller autour de l'axe G, et ce balancier communiquant à l'arbre H au moyen d'une bielle F'I et d'une manivelle HI, lui imprime un mouvement de rotation qu'un rouet qui y est fixé transmet à l'outil par un ou plusieurs engrenages. (*Fig.* 106).

Anciennes machines à vapeur à simple effet. — Anciennement on faisait arriver la vapeur en plein dans le cylindre, et le piston s'élevait; ensuite on condensait cette vapeur dans le cylindre même, et le piston descendait par son propre poids; la vapeur n'agissait donc que pour faire monter le piston, c'est ce qui constituait les machines à simple effet. Le grand inconvénient de ces machines était le

refroidissement du cylindre occasionné par l'eau qui servait à la condensation de la vapeur, ce qui diminuait beaucoup la force motrice, puisque la vapeur s'y trouvant refroidie n'avait plus le même ressort.

Machine de Watt à double effet, à basse pression et sans détente. — Watt fait agir la vapeur au-dessus et au-dessous le piston, ce qui constitue les machines à double effet. La vapeur, en sortant de la chaudière, se rend entre le cylindre C dans lequel agit le piston P, et un cylindre enveloppe C". Elle passe ensuite alternativement au-dessus et au-dessous du piston au moyen des ouvertures O, O' et du tiroir T. Ce tiroir est un demi-cylindre creux, qui peut monter et descendre dans un espace de même forme. Son mouvement de va et vient est donné par l'excentrique E E' placé sur l'axe de l'arbre H, et par la double tringle *abd*, dont le point *d* est fixé au levier coudé *def*. Ainsi, à chaque tour de l'arbre H, l'excentrique fait un tour; le levier coudé oscille autour du point *e*, et le tiroir monte et descend. Lorsque le tiroir est élevé, comme la figure 106 l'indique, la vapeur qui vient de la chaudière passe de *m* en *o*, et va agir au-dessus du piston. Lorsque le piston est arrivé au point le plus bas, la partie *nq* se trouve contre *rs*, et *o*, *o"* contre *o'k*; alors la vapeur qui passe toujours par *m* en venant de la chaudière, ne trouvant plus d'issue par le haut, vient passer par *o'* et agit sous le piston pour le faire remonter. Quand le tiroir se trouve à son point le plus élevé, le bas du cylindre communique par *o'* et *u* avec le tuyau *u'* qui mène au condenseur *c'*. Le piston étant descendu, la partie supérieure du cylindre communique avec le condenseur par *o*, le milieu du tiroir, et par *u*.

Le même levier coudé de *f* fait aussi monter et descendre une tige verticale *t l* au moyen d'un levier *d l*, qui sert à ouvrir et à fermer l'ouverture *v* par où l'eau froide entre dans le condenseur.

Dans cette machine, la tension de la vapeur dans la chaudière est d'une atmosphère et quart environ, c'est-à-dire que la pression exercée contre la surface du piston est de 1k.,033 $+\frac{1,033}{4}=$ 1k.,29 par centimètre carré ; c'est ce qui la fait nommer machine à basse pression.

Machine de Wolf à moyenne pression avec détente. — Wolf a mis à profit la détente de la vapeur. Sa machine se compose de deux cylindres (*Fig.* 110). La vapeur qui arrive en plein dans le plus petit y agit sans détente, et agit en se détendant dans le plus grand. Supposons que les robinets a, a', a'' soient fermés et que les robinets b, b' soient ouverts au moment où les pistons moteurs A′ B′ et AB, arrivés au bas de leur course, recommencent leur ascension. Alors la vapeur qui arrive par le tuyau $m\ n$ en faisant effort contre le piston A′ B′, le fait élever, et celui-ci chasse la vapeur qui est au-dessus du petit piston, au-dessous du grand, en passant par le tuyau pq, et ce grand piston s'élève en même temps que l'autre. Ce dernier chasse à son tour dans le condenseur la vapeur qui se trouvait au-dessous de lui, et s'en trouve pressé avec un effort qui dépend de la température dans le condenseur. Quand les pistons sont arrivés au haut de leur course, a, a', a'' s'ouvrent et b, b' se ferment ; alors la vapeur de la chaudière arrive au-dessus du piston A′ B′ par le tuyau rs, et ce piston descend en chassant devant lui la vapeur qui est au-dessous, qui va agir en se détendant au-dessus du grand piston AB, lequel descend en même temps en chassant la vapeur qui est au-dessous de lui dans le condenseur.

La vapeur, dans ces machines, n'a qu'une tension de 3 à 4 atmosphères au plus, ce qui les fait nommer machines à moyenne pression. La détente ne se prolonge pas au-delà de 4 à 5 fois le volume primitif.

Machines à vapeur à haute pression. — Il existe en-

core des machines à haute pression, appelées ainsi parce que la vapeur y agit à une tension de 5 à 10 atmosphères. Elles sont sans condenseurs parce qu'on ne trouve pas toujours la grande quantité d'eau froide nécessaire pour condenser la vapeur. La face du grand piston est alors en communication directe avec l'air extérieur, et par conséquent cette face éprouve une pression de 1^{k},033 par centimètre carré de surface. On ne se sert guère de ces machines que pour mouvoir des chariots sur des chemins de fer, ce qui les fait nommer locomotives.

Toutes les machines à vapeur connues peuvent se diviser en 4 classes. 1°. Les machines à condensation sans détente, ce qui comprend celles de Newcommen et de Watt à simple ou à double effet. 2°. Les machines à détente et à condenseur comme celles de Wolf et quelques machines de Watt. 3°. Les machines à détente et sans condensation, comme les machines à haute pression employées sur les bateaux à vapeur et sur les chemins de fer. 4°. Enfin les machines sans détente ni condensation.

Pompes employées dans une machine à vapeur. — Trois pompes sont ordinairement employées dans les machines à vapeur. 1°. Une pompe aspirante p, dite à air, qui est destinée à aspirer l'air, l'eau de condensation et l'eau d'injection. 2°. Une pompe aspirante et foulante p', appelée pompe alimentaire, qui puise dans une bache l'eau chaude provenant du condenseur et la refoule dans la chaudière pour y remplacer celle qui est convertie en vapeur. 3°. Une pompe p'', dite à eau froide, qui refoule l'eau qu'elle aspire dans le sein de la terre, dans une bache qui enveloppe le condenseur. Toutes ces pompes sont mues par des tiges attachées au balancier F F′ (*Fig.* 106).

Chaudières. — On emploie deux espèces de chaudière; l'une que l'on doit à Watt, est dite à tombeau (*Fig.* 107). La flamme lèche d'abord le dessous qui est concave et arrivée à l'extrémité un diaphragme la dévie; elle va dans un

carneau c, passe en avant de la chaudière, ensuite dans un second carneau c' et s'échappe par la cheminée.

La seconde chaudière que l'on doit à Wolf, a la forme cylindrique (*Fig.* 108); elle communique avec deux autres cylindres plongés dans le foyer que l'on nomme bouilleurs; la flamme lèche la surface de ces bouilleurs et le dessous de la chaudière, se rend ensuite dans le carneau latéral d, puis dans un autre carneau d' et passe dans une cheminée.

Ouvertures pratiquées au sommet des chaudières. — Il y a 1°. le trou d'homme o par où l'on passe pour réparer l'intérieur des chaudières; 2°. l'ouverture o' par où la vapeur s'échappe pour aller dans le tuyau qui communique avec le cylindre du petit piston. 3°. Une ouverture o'' portant la soupape de sûreté S. (Cette soupape bouche l'ouverture au moyen de la pression exercée par un couteau a adapté à un bras de levier $a\,b$ avec contre-poids c; ce bras de levier tourne autour d'un boulon d, et le poids c est réglé de manière que la soupape s'ouvre dès que la tension de la vapeur surpasse une limite donnée (*Fig.* 107). Souvent on met à la place de la soupape de sûreté des plaques fusibles composées de bismuth, d'étain et de plomb; elles se fondent à la température qui correspond au maximum de tension.) 4°. Une ouverture pour faire arriver la vapeur dans un manomètre qui sert à mesurer la tension de la vapeur. 5°. Une ouverture o''' pour laisser passer la tige qui supporte le flotteur f dont le mouvement indique la hauteur du niveau de l'eau dans la chaudière, et met en action un levier à contre-poids qui ferme et ouvre le robinet d'alimentation de la chaudière. Il est important que l'eau se maintienne à une certaine hauteur dans les chaudières; elle doit être un peu au-dessus de la flamme. Ordinairement les chaudières sont remplies d'eau de la moitié aux six dixièmes de leur hauteur.

Nous nous bornerons à cette courte description des machines à vapeur; elle doit suffire pour entendre les calculs. Occupons-nous maintenant du travail de la vapeur.

154. *Calcul du travail de la vapeur sans détente.* — Pour déterminer le travail de la vapeur lorsqu'elle arrive en plein de la chaudière, au-dessous et au-dessus du piston, comme dans les machines de la première classe, il suffit d'avoir la tension de la vapeur dans la chaudière que l'on détermine au moyen du manomètre; celle de la vapeur dans le condenseur; (pour déterminer celle-ci on prend la température du condenseur avec un thermomètre, et la table I donne la tension correspondante); la surface du piston, la longueur de sa course à chaque oscillation et le nombre d'oscillations dans une minute.

Supposons que le manomètre ait indiqué que la tension de la vapeur est d'une atmosphère et $\frac{1}{5}$, ou de $1^{k.},033 + \frac{1,033}{5} = 1^{k.},2396$ par centimètre carré (n° 52), ou bien de 12396 kil. par mètre carré, que le rayon du piston moteur soit de $0^{m.},30$. Sa surface sera $\pi r^2 = 0^{m.c.},2827$; la pression que la vapeur exerce contre le piston sera donc $12396 \times 0,2827 = 3504^{k.},35$, et si le piston s'élève de $0^{m.},50$, nous aurons pour le travail développé contre sa face inférieure dans sa course ascendante, $3504^{k.},35 \times 0^{m.},50 = 1752^{k.m.},175$ (n° 8). Le travail développé dans la descente du piston lui sera parfaitement égal; de sorte que dans une oscillation entière, le travail développé par la vapeur sera $2 \times 1752,17 = 3504^{k.m.},35$. Si on suppose que le piston fait 20 oscillations dans une minute, le travail développé dans ce temps sera $20 \times 3504,35 = 70087^{k.m.}$ et dans $1''$, $\frac{70087}{60} = 1168^{k.m.},12$.

Ce travail doit vaincre le travail utile et celui de toutes les résistances nuisibles de la machine. Ce dernier travail comprend, outre le travail des frottements, celui de la vapeur que le piston chasse devant lui, quand il monte comme quand il descend. Si la résistance que le piston éprouve est de $0^{k.},15$ par centimètre carré; ou 1500 kil. par mètre carré, le travail de cette force développé contre le piston, dans sa montée

comme dans sa descente, est donc exprimé par $0^{k.},2827 \times 1500 \times 0,50 = 212^{k.m.},025$, dans une oscillation entière par $2 \times 212,025 = 424^{k.m.},05$, et dans $1''$ par $\frac{20 \times 424,05}{60} = 141^{k.m.},35$; le travail qui doit vaincre tous les frottements et le travail utile dans $1''$ est donc $1168,12 - 141,35 = 1026^{k.m.},77$.

Dans les machines à vapeur le mouvement moteur se prend à partir de la roue fixée sur l'arbre qui porte le volant ; le travail transmis à cet arbre n'est qu'une portion de celui que nous venons de trouver indiqué dans le tableau ci-après :

Forces des machines en chevaux de 75 kilogrammètres.	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.
4 à 8	0,50	0,42
10 à 20	0,56	0,47
30 à 50	0,60	0,54
60 à 100	0,65	0,60.

Le travail transmis à l'arbre du volant qui détermine la force de la machine supposée en très bon état d'entretien, serait donc $1026,77 \times 0,56 = 574^{k.m.},99 = \frac{574,99}{75} = 7^{chev. vap.},67$ environ.

En suivant la marche du calcul que nous venons de faire, et en représentant par r le rayon du piston, par π le rapport de la circonférence au diamètre, T la tension de la vapeur dans la chaudière, t la tension de la vapeur dans le condenseur, n le nombre d'oscillations du piston dans $1'$, c l'amplitude d'une course, ou la moitié du chemin parcouru par le piston dans une oscillation entière, et f' le coëfficient de correction indiqué dans le tableau ci-dessus, il est facile de voir que le travail transmis dans $1''$ à l'arbre du volant dans les machines sans détente, est donné par la formule

$$n \cdot \frac{\pi r^2 . 2c}{60} \times f' \times (T - t)^{k.m.} = PV(H).$$

Comme $\pi r^2 . 2 c . \frac{n}{60}$ représente le volume de vapeur fourni dans 1″, en le désignant par E, on a, pour la quantité de travail transmise à l'arbre du volant, quantité que nous désignons par PV, $PV = E.f'(T-t)$, d'où $E = \frac{PV}{(T-t.)f'}$ (H′).

155. *Calcul du travail de la vapeur quand elle se détend.* — On démontre que les quantités de travail développées contre des résistances, par des gaz pris à des tensions différentes qui se détendent d'une même fraction de leur volume primitif, sont directement entre elles comme les produits de ces tensions et de ces volumes. Si on calculait donc une table qui renfermât les quantités de travail produites sous différentes détentes, par un mètre cube de vapeur prise à la tension d'une atmosphère par exemple, il suffirait d'une règle de proportion pour trouver le travail d'un autre volume de vapeur prise à une autre tension, mais qui aurait la même détente que celle du mètre cube. Voici comment M. Poncelet a calculé cette table.

Donnons au petit piston un mètre carré de surface et supposons qu'il s'élève d'un mètre à chaque oscillation, le volume occupé par la vapeur à la fin de la course ascendante du piston sera un mètre cube. Supposons en outre que le volume total occupé par cette vapeur après sa détente dans le second cylindre, soit double de celui qu'elle occupe à la fin de la course du premier piston, ou qu'il soit de deux mètres. Mais pour plus de simplicité, représentons par *abmn* l'espace que la vapeur occupe avant la détente, *ab* étant égal à un mètre, et par *afon* celui qu'elle occupe quand elle s'est détendue et qui sera, comme nous l'avons supposé, de deux mètres cubes (*Fig.* 109).

En supposant la tension de la vapeur dans la chaudière d'une atmosphère ou de 10330 kil. par mètre carré, la pression exercée contre le piston sera aussi de 10330 kil. puisque nous donnons au piston un mètre carré de surface, et cette

pression sera exercée jusqu'en b. La vapeur occupant ensuite un volume plus grand que $a\,b\,m\,n$ qui représente un mètre cube, sa tension doit diminuer sans cesse à partir de b (nº 54); par conséquent le travail instantané variera aussi. Pour trouver le travail développé pendant la détente, il faudra donc déterminer celui qui est développé à chaque instant à partir de b, et faire la somme de tous ces travaux instantanés. Pour cela divisons bf qui nous représente un mètre, en 4 parties égales $bc = cd = de = ef = \frac{1}{4}$ 1m. = 0m.,25, et cherchons par le principe de Mariotte quelle doit être la tension de la vapeur quand elle arrive en b, c, d et e; multipliant ensuite chaque pression trouvée, par le petit chemin parcouru, et faisant la somme de tous ces produits au moyen de la formule de Thomas Simpson (nº 8), nous aurons le travail total dû à la détente.

Or, quand la vapeur est arrivée

	le chemin parcouru	et la pression
en b,	est 1m.,00	$P = 10330$ kil.
en c,	est 1m.,25 (nº 54)	$= \frac{1}{1,25} P = 0,8\ P = 8264$
en d,	est 1m.,50	$= \frac{1}{1,50} P = 0,66\, P = 6817,80$
en e,	est 1m.,75	$= \frac{1}{1,75} P = 0,57\, P = 5888,10$
en f,	est 2m.,00	$= \frac{1}{2} P = 0,50\, P = 5165,00$

Les pressions représentant les ordonnées d'une courbe et le chemin parcouru à chaque instant l'intervalle entre ces ordonnées, on aura (nº 8) pour le travail de la détente $\frac{1}{3} 0,25 \{10330 + 5165 + 4(8264 + 5888,10) + 2 \times 6817,80 = 7144,58$, auquel il faut ajouter le travail développé par la vapeur avant la détente, ou 10330k. × 1m. = 10330,00. Donc le travail d'un mètre cube de vapeur à la tension d'une atmosphère dont le volume, après la dé-

tente, est 2 fois celui occupé avant cette détente, est de $17474^{k.m.},58$, ce qui est à très peu près un des nombres de la table de M. Poncelet, dont nous nous servirons.

Revenons maintenant au principe énoncé, et proposons-nous de trouver le travail de $0^{m.c.c.},25$ de vapeur sous la tension de 3 atmosphères $\frac{1}{2}$, quand elle doit occuper après sa détente un volume égal au double du volume primitif. Nous venons de trouver que le travail d'un mètre cube de vapeur à la tension d'une atmosphère, qui se détend de deux fois son volume primitif, est de $17474^{k.m.}$ environ, donc en faisant la proportion $17474^{k.m.} : x :: 1^{atm.} \times 1^{m.c.c.} : 3^{atm.},50 \times 0^{m.c.c.},25$, on trouve $x = 15279^{k.m.},71$ pour le travail cherché.

En général, si x est le travail cherché, k celui que fournit un mètre cube de vapeur à la tension d'une atmosphère, qui se détend autant que le volume donné a, ou le volume engendré par le petit piston dans une oscillation entière dont la tension est p, on aura pour le travail cherché $x : k :: a \times p : 1^{m.c.c.} \times 1^{k.},033$, d'où $x = k \times a \times \frac{p}{1,033}$.

Le tableau G donne la valeur de k; $\frac{p}{1,033}$ indique la tension de la vapeur dans la chaudière exprimée en atmosphères.

Pour avoir la quantité de travail transmise à l'arbre du volant de la machine, nous savons qu'il faut retrancher du travail trouvé celui de la vapeur et de l'air que le grand piston chasse devant lui et qui se rend dans le condenseur (n° 154), et qu'il faut prendre une fraction du reste, fraction que nous avons représentée par f', et qui est donné par le tableau suivant :

Forces de machines en chevaux de 75 kilogrammètres.	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.
4 à 8	0,33	0,30
10 à 20	0,42	0,35
20 à 40	0,50	0,42
60 à 100	0,60	0,55

Or, le travail développé par la vapeur du condenseur, de tension t, contre le grand piston, est exprimé par la surface du piston multipliée par t et encore par le chemin parcouru, ou, ce qui revient au même, ce travail est le produit de t par le volume engendré par le grand piston, volume qui est un certain multiple N de celui engendré par le petit piston, ou qui est exprimé par Na dans une oscillation entière; donc le travail qui est opposé au travail de la vapeur de la chaudière sera $N \times a \times t$, et le travail transmis à l'arbre du volant dans les machines à détente sera donné par $(k \times a \times \frac{p}{1,033} - N \times a \times t) \times f'$ — (I) dans une oscillation, et s'il y a n oscillations dans une minute, le travail dans une seconde sera $(k \times a \times \frac{p}{1,033} - N \times a \times t) \times f' \times \frac{n}{60} = PV$ (I') ou bien en faisant le volume de vapeur qui doit être fourni dans 1″, ou $a \times \frac{n}{60} = E$, on aura

$$E\left(k \times \frac{p}{1,033} - N \times t\right) = PV \text{ (I'')},$$

$$\text{d'où } E = \frac{PV}{\left(k \times \frac{p}{1,033} - N \times t\right) f'} \text{ (I''')}.$$

Dans certaines machines à un piston, on fait quelquefois détendre la vapeur à partir d'une portion de la course ascendante ou descendante; il est évident qu'en pareil cas cette formule leur est applicable.

Calcul de la filature de coton établie à Aix (Bouches-du-Rhône), *appartenant à M. Olive.*

156. *Données.* — La machine employée dans cette filature est du système de Watt, ou à condensation, sans détente et à double effet. La chaudière est à tombeau et en cuivre; elle a 12 pieds de long et 3 lignes ½ d'épaisseur. La tension

de la vapeur dans la chaudière est d'une atmosphère $\frac{1}{4}$, ou $T = 1^{k.},0330 + \frac{1,033}{4} = 1^{k},2912$ par centimètre carré, ou 12912 par mètre carré. Le piston fait 28 oscillations dans $1' = n$, et le volant 28 révolutions. L'axe des tambours tourne 36 fois dans ce temps. La longueur de la manivelle est de $0^{m.},50$, par conséquent la course ascendante ou descendante du piston $= 1^{m.} = c$. Le piston a $0^{m.},20$ de rayon $= r$, et une surface $\pi r^2 = 0^{m.c.},12566$. La tension de la vapeur dans le condenseur est à peu près de 1500 kil. par mètre carré $= t$.

Dans une journée de travail de 13 heures, on brûle 1280 kil. de charbon. Les métiers mis en mouvement se composent de 16 métiers de 216 broches, 3 métiers de 106 broches, 3 métiers de 96 broches, 42 cardes, 7 boudinoirs ou laminoirs, 1 batteur-Dixon et des cardes qui préparent la matière à 6 métiers qui vont à la main ; le tout peut être évalué à 21 métiers de 216 broches et leurs métiers alimentaires. Chaque métier de 216 broches file environ 10 kil. de coton n° 20 par jour de travail de 13 heures.

Tous ces nombres substitués dans la formule (H) du n° 145 nous donnent $\frac{0,12566 \times 2 \times 28}{60} \times f' \times (12912 - 1500) = \mathrm{PV}$, ou $f' \times 1335,20 = \mathrm{PV}$. Le travail moteur théorique serait donc de $\frac{1335,204}{75} = 18$ chevaux vapeurs environ, et comme c'est une machine neuve et en très bon état d'entretien, nous prendrons $f' = 0,56$, table du n° 154, et nous aurons $0,56 \times 1335,204 = \mathrm{PV} = 9^{ch.vap.},97$, et on l'avait vendue pour 10 chevaux vapeurs.

Nous avons dit qu'on pouvait estimer tous les métiers de l'usine à 21 métiers de 216 broches et leurs métiers alimentaires, ce qui donne $21 \times 216 = 4536$ broches ; or, puisqu'il faut $9^{ch.vap.},97$ pour ce nombre de broches, il faudrait un cheval vapeur pour 455 broches à peu près.

L'on brûle 1280 kil. de houille dans une journée de

13 heures, ce qui fait 98 kil. par heure, et comme la force de la machine est de 10 chevaux vapeurs environ, chaque cheval vapeur demanderait donc par heure $9^{k},82$, ce qui est fort; mais le charbon n'est pas de bonne qualité.

Calcul de la filature de coton de M. Honnorat, établie à Marseille.

157. *Données.* — Dans cette filature, l'arbre qui porte le volant porte aussi une roue qui transmet le mouvement à deux autres roues dont les axes portent les tambours qui, à l'aide de courroies, communiquent le mouvement à tous les métiers.

Les tambours des métiers à filer et ceux des cardes font 44 tours par minute. La machine est de Watt ou à double effet, à condensation et sans détente. Quand je l'ai vue, la tension de la vapeur était d'une atmosphère et $\frac{1}{8}$, ou $T = 10330 + \frac{10330}{8} = 11621$ kil. environ par mètre carré. La tension dans le condenseur est à peu près $t = 1500$ par mètre carré. Le nombre d'oscillations du piston $= 21 = n$. La manivelle à $0^{m},50$ de long, ou $c = 1$ mèt. Le rayon du piston ou $r = 0^{m},232$, et sa surface $= \pi r^2 = 0^{m.c.},169$.

Le nombre de métiers que cette machine fait mouvoir se compose de 8 métiers de 408 broches, 3 métiers de 180 broches, 10 cardes doubles, 14 simples, 12 têtes doubles de laminoir ou boudinoir et 2 batteurs; il y a donc en tout 3804 broches et tout ce qu'il faut pour les alimenter.

La chaudière est en fer battu et à 16 pieds de long et 3 lignes $\frac{1}{2}$ d'épaisseur. Tous ces nombres, substitués dans la formule (H) du n° 154, nous donnent $\frac{0,169 \times 2 \times 21}{60} \times f'(11621 - 1500) = PV = 1197,31 \times f'$; le travail moteur théorique étant $\frac{1197,31}{75} = 16$ chevaux vapeurs envi-

ron, et la machine étant en bon état d'entretien, nous prendrons $f = 0,55$ (n° 154); nous aurons donc $PV = 0,55 \times 1197,31 = 658^{k.m.},52 = 8,78$ chevaux vapeurs environ, et comme ce travail répond à 3804 broches, un cheval vapeur répondra à environ 433 broches.

Quand on brûle de bonne houille, la quantité consommée dans un jour de 12 heures est d'environ 600 kil., ce qui fait 50 kil. par heure; nous avons trouvé $8^{ch.vap.},78$ pour la force de la machine, la quantité de houille brûlée par cheval vapeur et par heure est donc $\frac{50}{8,78} = 5^{k.},69$: l'ouvrage fait est le même que dans la filature précédente.

Observations. — Les frottements sont grands dans la filature de M. Meiffren; il est donc présumable que par force de cheval vapeur on pourrait faire marcher plus de broches. Dans les machines à vapeur, le volume de vapeur fourni dans une oscillation est toujours au-dessous du volume engendré par le piston; ce volume ne peut être calculé rigoureusement; il est donc présumable que les forces trouvées doivent être un peu moindres, et que par conséquent un cheval vapeur doit faire marcher aussi plus de broches. En Alsace, par exemple, on trouve même des filatures dans lesquelles 5 à 600 broches marchent par la force d'un cheval vapeur, à cause des simplifications apportées aux métiers à préparation et des meilleures dispositions données aux métiers en général. Du reste, on doit concevoir qu'on ne peut trouver partout les mêmes résultats quand on calcule des machines, car, outre les raisons que nous venons de donner, ils doivent encore varier en raison de l'espèce de transmission de mouvement adoptée, d'un air plus ou moins chargé d'humidité, de l'espèce de fil que l'on file, selon qu'il doit être employé à la trame ou à la chaîne, du numéro du fil, et enfin du jour même de la semaine où l'on fait le calcul, car il est prouvé que le lundi,

en raison du repos de la veille, l'effet produit est toujours moins avantageux que les jours suivants. Nous croyons donc que pour assurer l'effet pour lequel on calcule la machine à établir, il convient de ne compter que sur 450 broches par force de cheval vapeur, sauf à perdre plutôt un peu d'eau ou à donner une tension moins grande à la vapeur, suivant le moteur que l'on veut employer.

Calcul du moulin à huile de navette, établi à Marseille, appartenant à M. Guindre.

158. *Données.* — Le mouvement est transmis comme la figure l'indique, et par une machine à double effet, sans détente et sans condenseur. Le cylindre est placé horizontalement; sa tige fait mouvoir la manivelle M'D, et celle-ci imprime un mouvement de rotation à l'arbre du volant E'F'. L'arbre TV porte un tambour T' qui donne le mouvement à un blutoir au moyen d'une courroie. Le rouet horizontal SS' fait tourner le rouet vertical R''' qui communique le mouvement à la machine à triturer (*Fig.* 111); l'arbre vertical du rouet SS' fait tourner deux meules parallèles de 0m.,65 de rayon et de 0m.,32 d'épaisseur. Ces deux meules font de 10 à 11 tours par minute et peuvent fournir de la pâte à 8 presses. (*Fig.* 112 et 113.)

Quand j'ai vu cette usine il n'y avait que 4 presses; son produit était alors de 800 kil. d'huile en 24 heures; on pourrait donc faire 1600 kil. d'huile dans ce temps.

Le volant E' F' à 1m.,50 de rayon; son anneau a 0m.,15 d'épaisseur et 0m.,13 de large; la chaudière est en cuivre et a 3 lignes $\frac{1}{2}$ d'épaisseur.

La tension de la vapeur doit être au maximum, de 3 atmosphères $= 3 \times 10330 = 30990$ kil. par mètre carré. La course en montant ou en descendant $=$ 0m.,92 $= c$; le rayon $r = 0{,}126$ et la surface du piston $= \pi r^2 =$ 0m.c.,0499; le nombre d'oscillations du piston dans $1' = 32 = n$, et

$t = 10330$ kil. par mètre carré puisqu'il n'y a pas de condenseur.

La formule II (n° 154), nous donne donc

$$\frac{0,0499 \times 1,84 \times 32}{60} \times f' \times (30990 - 10330) = PV =$$

$1011,69 \times f' = 1011,69 \times 0,56 = 566,64 = 7,55$ chevaux vapeurs à peu près.

Calcul du moulin à farine de MM. Barré frères, établi à La Capelette, près Marseille.

159. *Données.* — Ce moulin est encore mû par une machine à double effet, sans détente et à condensation. Il y a 5 paires de meules de $0^{m.},64$ de rayon et $0^{m.},30$ d'épaisseur, des blutoirs, cylindres à nettoyer, courroie à godets pour élever le blé à l'étage supérieur, et monte-sacs. Les meules font environ 120 tours par minute; et la quantité de blé moulue est d'environ 100 charges en 24 heures quand la tension de la vapeur est d'une atmosphère et $\frac{1}{4}$.

La tension de la vapeur était à très peu près d'une atmosphère quand nous avons vu cette usine $= 10330$ kil. $= T$ par mètre carré; la manivelle a $0^{m.},68$ de longueur, ou $c = 1^{m.},36$; et le rayon du piston $= 0^{m.},32 = r$; sa surface $= \pi r^2 = 0,3217$; $t = 1500$ kil. par mètre carré; le piston fait $21 = n$ oscillations par minute, le volant a $4^{m.},48$ de diamètre; l'épaisseur de son anneau $= 0,13$, et sa hauteur $0^{m.},17$; il y a 8 bras qui pèsent à peu près 70 kil. chacun.

La formule (II) du n° 154 nous donne

$$\frac{0,3217 \times 2,72 \times 21}{60} \times f' \times (10330 - 1500) = PV =$$

$f' \times 2704^{k.m.},18$; le travail moteur théorique étant de $\frac{2704,18}{75} = 36$ chevaux vapeurs environ, et la machine étant dans un état d'entretien ordinaire, nous ferons $f' = 0,54$ (n° 154), ce qui nous donne $PV = 0,54 \times 2704,18 =$

$1457^{k.m.},07 = 19^{ch.vap.},47$. Quand la tension de la vapeur est d'une atmosphère $\frac{1}{4}$ la force de la machine est de 25 chevaux vapeur environ ; on conçoit donc que le produit de ce moulin doit varier.

Calcul du moulin à farine de M. Marliani, établi à Marseille.

160. *Données.* — Le mouvement est donné par une machine à détente et à condenseur.

Le petit piston a un rayon de $0^{m.},145 = r$, et une surface $= \pi . r^2 = 0,066$; celui du grand piston est de $0,245 = R$, et sa surface $\pi R^2 = 0,188496$. La course entière du piston, ou $2c = 2^{m.},56$; le volume engendré par le piston dans une course entière, qui est celui fourni par la chaudière pendant cette oscillation $= 0^{m.c.c.},169 = a$; le volume engendré par le grand piston dans une oscillation entière $= 0,188496 \times 2,56 = 0^{m.c.c.},4825$; le rapport de ces 2 volumes qui exprime la détente $= \frac{0,4825}{0,169} = 2,855 = N$. Quand j'ai vu la machine, le manomètre marquait 2 atmosphères $\frac{1}{4}$; le rapport $\frac{p}{1,033}$ est donc $= 2,33$; $t = 1500$ kil. environ. La détente est comprise entre 2.75 et 3 puisque nous avons $N = 2,855$; K est donc à peu près la moyenne entre les nombres 20780 et 21679 (tableau G), ou $K = \frac{20780 + 21679}{2} = 21229$, le nombre d'oscillations du piston dans une minute est de $21 = n$; la formule (I′) nous donne donc $(21229 \times 0,169 \times 2,33 - 2,855 \times 0,169 \times 1500) \times \frac{21}{60} \times f' = PV = 2672,45 \times f'$. Le travail moteur théorique serait de $\frac{2672,45}{75} = 35$ chevaux-vapeurs à peu-près, et comme la machine est en état ordinaire d'entre-

tien, nous prendrons $f' = 0{,}42$ (tableau 155), donc $PV = 2672{,}45 \times 0{,}42 = 14{,}96$ ou environ 15 chevaux-vapeurs.

Les meules sont au nombre de 5 ; mais il n'y en a jamais que 4 paires qui marchent à la fois. Elles ont 0m.,64 de rayon et une épaisseur de 0m.,30 ; elles font 110 à 120 tours par minute quand le piston oscille de 20 à 21 fois dans ce temps. D'après le dire des ouvriers, le maximum des charges de blé que les 3 meules peuvent moudre, est de 100. Ordinairement quand la machine ne travaille qu'à une tension un peu au-dessus de 2 atmosphères, il n'y a guère que 70 charges environ de blé moulu dans 24 heures, ou $70 \times 120 = 8400$ kil., ce qui fait 0k.,097 par seconde. En supposant qu'avec ces meules 0k.,20 de blé moulu répondent à 1000k.m., la quantité de travail utile dans 1'', se trouve par la proportion 0k.,20 : 1000k.m. :: 0k.,097 : $x = 485$k.m.. La quantité de travail perdue par le frottement est donc $14{,}96 \times 75 - 485 = 637$k.m., ou 1,31 fois le travail utile, c'est-à-dire à peu près 1 fois $\frac{1}{3}$. Ce résultat n'étonnera pas quand on saura qu'un arbre en fonte K dont le diamètre moyen est de 0m.,15 à 0m.16, et qui va du rez-de-chaussée à un 5e étage, transmet le mouvement aux cylindres à nettoyer le blé H ; à une courroie sans fin à godets qui sert à élever le blé nettoyé, à 5 blutoirs français B, et à un monte-sacs L (*Fig.* 114). Si la tension de la vapeur était de 3 atmosphères, on aurait

$$(21229 \times 0{,}169 \times 3 - 723{,}74)\frac{21}{60} \times f' = PV = 3513{,}776 \times 0{,}42 = 1475{,}78 = 19^{\text{chev.vap.}},68,$$ ou à environ 20 chevaux vapeurs.

Calcul du soufflet à piston de M. Petit-Guiot. (Haute-Saône.)

161. Ce soufflet est mû par une machine à vapeur à double effet, à un seul piston, à détente et sans condenseur.

Le rayon du piston moteur $= 0^{m.},135 = r$, sa surface $=$

$\pi r^2 = 0^{m.c.},0565$; l'amplitude de la course en montant ou en descendant $= 0,65 = c$. La vapeur se détend quand le piston est arrivé à moitié de sa course, donc le volume de la vapeur dans une course entière $= 0,0565 \times 0,65 = 0^{m.c.},0367 = a$. Le volume de la détente est double, ou $N = 2$; et $K = 17490$ (tableau G). Le manomètre marquait 4 atmosphères $\frac{1}{4}$, quand j'ai vu la machine, par conséquent $\frac{p}{1,033} = 4,25$. Le nombre d'oscillations du piston dans une minute $= 31 = n$, $r = 10330$ puisqu'il n'y a pas de condenseur, la formule (I') du n° 155 nous donne donc $(17490 \times 0,0367 \times 4,25 - 2 \times 0,0367 \times 10330) \times \frac{31}{60} \times f' = 1017,71 \times f' = PV$, et comme la machine est dans un fort bon état d'entretien, nous prendrons $f' = 0,42$ (n° 155), par conséquent $PV = 0,42 \times 1017,71 = 427^{k.m.},44 = 5^{chev.vap.},70$ à peu près.

Cherchons le travail moteur au moyen de la formule de M. Poncelet à laquelle on a été conduit par le calcul intégral. Cette formule est $f'\frac{n}{60}\,10000\,pV\left\{1 + \log\frac{p}{p_1} - \frac{p'}{p_1}\right\}$. Le nombre d'oscillations simples $n = 62$; le volume engendré dans une oscillation simple est $V = 0,01835$; la tension de la vapeur dans la chaudière, ou $p = 4,39$; la tension limite $p_1 = 2,19$; la tension de la vapeur qui s'oppose au mouvement du piston, ou $p' = 1,033$; $\frac{p}{p_1} = 2$; le logarithme Népérien de $2 = 0,30103 \times 2,303$; tous ces nombres substitués dans la formule donnent $PV = 427^{k.m.}$ environ, autant dire le même travail moteur que celui que nous avons trouvé ci-dessus.

Le rayon du piston soufflant $= 0^{m.},50$, et sa surface $\pi R^2 = 0^{m.c.},785$. Le piston s'élève ou s'abaisse de $1^{m.} = c$, le volume engendré dans la montée $= 0,785 \times 1 = 0,785$, et

dans une oscillation entière $= 2 \times 0{,}785 = 1^{\text{m.c.}},57$. Il fait 14 oscillations par minute.

On consomme 8 hectolitres de houille en 24 heures.

Cette machine a été faite pour 5 atmosphères et dans ce cas le travail moteur serait $PV = (17490 \times 0{,}0367 \times 5 - 2 \times 0{,}0367 \times 10330) \times \frac{31}{60} \times f' = 531^{k},90$, ou à peu près de 7 chevaux vapeurs et $\frac{1}{16}$.

Le haut fourneau dont ce soufflet alimente la combustion a 25 pieds 4 pouces de haut, 26 pouces de diamètre au gueulard, 6 pieds 10 pouces au ventre et 22 pouces au creuset sur la sole.

MANUFACTURE ROYALE DE DRAP D'ABBEVILLE.

162. Cette manufacture date de 1665 ; à cette époque elle marchait par les animaux ; elle marche maintenant par la vapeur. On achète la laine et on lui fait subir toutes les opérations dans le même établissement, à l'exception de celle de la foulerie qui se fait dans un bâtiment séparé et à quelques lieues d'Abbeville. Je vais exposer en quelques mots la marche générale du travail, ce qui nous fera connaître la destination de toutes les machines employées.

On compte sur 3 kil. de laine grasse par bête environ. Quand cette laine est blanchie à fond elle est réduite à 25 ou à 26 au plus pour 100 ; elle est alors prête à fabriquer. On la teint ; après on la trie, c'est-à-dire qu'on en lève les ordures ; après elle est huilée ; opération qui lui donne la souplesse nécessaire pour la travailler ; on consomme à peu près 12000 kil. d'huile d'olive par an. Elle est ensuite passée aux cardes pour redresser les filaments et pour la mêler de manière à faire corps, mais avant elle passe par le loup en gros ou brisoir pour la briser, la bien préparer de manière à présenter le moins de résistance possible aux cardes. Après

on la file en gros, on se sert pour cela de bellys qui convertissent les loquettes en boudins. Des bellys on passe à la filature en fin; c'est là où l'on forme la chaîne et la trame, l'une et l'autre subissent ensuite l'opération du collage, après on lisse. La toile faite, elle est nettoyée par les femmes; avec des pinces on ôte les nœuds, les ordures, en un mot toutes les aspérités. On dégraisse au savon et à la potasse, la toile dégraissée, on ôte encore les aspérités qui pourraient rester; on rapproche les fils pour effacer les vides que les nœuds ont laissés; puis on foule pour donner au drap de la consistance. Là commencent les opérations des apprêts qui consistent à amener le poil à la surface à l'aide de chardons; c'est l'opération de la lainerie; on tond le tissu, il est encore nettoyé par les femmes et enfin il est pressé.

Quand j'ai vu cette manufacture il y avait :

- 1 batteur à éplucher la laine qui marchait par la vapeur;
- 1 loup en gros qui marchait par la vapeur;
- 5 assortiments de cardes de 3 chacun, ou 15 cardes qui marchaient par la vapeur;
- 5 bellys ou métiers en gros qui marchaient à la main;
- 16 métiers à filer en fin, dont 14 marchaient par la vapeur et les 2 autres étaient arrêtés. Un des métiers a 120 broches, et les 15 autres 80.
- 9 laineries, dont 6 marchaient par la vapeur;
- 8 brosses qui marchaient par la vapeur et qui servent à bien nettoyer le drap;
- 19 tables à tondre, dont 8 seulement marchaient par la vapeur (système ballotteuse et système de collier);
- 1 tour qui marchait par la vapeur;
- 80 métiers à tisser qui marchent à la main; 45 seulement travaillaient.

Quand tout est en activité, on fait de 30 à 35 draps par semaine; le drap est de 38 à 40 aunes, l'aune de 120 centimètres, et a 146 centimètres de large quand il est décati.

C'est du drap de 15 à 30 francs l'aune. Quand j'ai vu l'établissement on ne faisait que 25 à 26 draps par semaine, en travaillant 14 heures par jour sans comprendre le repos.

La température de la chambre où est la machine, était de 29° Réaumur.

La machine à vapeur est à 2 cylindres, ou à détente, à moyenne pression et à condenseur. Pendant les deux jours que nous l'avons vue, le manomètre marquait à très peu près 2 atmosphères $\frac{1}{4}$. Nous avons aussi déterminé la tension de la vapeur au moyen de la soupape de sûreté, et nous avons trouvé à très peu près 2 atmosphères $\frac{1}{2}$; ainsi, dans le moment où je voyais cet établissement, la tension de la vapeur pouvait être de 2 atmosphères $\frac{1}{2}$ environ quand tout travaille. On la porte plus haut; mais dans le moment présent il n'y avait environ que 2 atmosphères $\frac{1}{4}$, et nous la calculerons ainsi.

Le nombre d'oscillations entières est de $29 = n$, le rayon du grand piston $= 0,25 = R$, le rayon du petit $= 0,1545 = r$, $\pi R^2 = 0^{m.},196$, $\pi r^2 = 0,075$ environ; la manivelle a une longueur de $0,52$; $c = 2 \times 0,52 = 1^{m.},04$; $\frac{p}{1,033} = 2^{atm.},25$; $p = 2 \times 1,033 + \frac{1}{4} \cdot 1,033 = \frac{9}{4} \cdot 1^{k.},033$; le thermomètre a marqué dans l'eau du condenseur 38° R = 47° 50 centigrades; la tension dans le condenseur est donc de $0^{k.},1069$ par centimètre carré, ou de $1069^{k.} = t$ par mètre carré. Le volume engendré par le petit piston dans une course entière $= 0,075 \times 2 \times 1,04 = 0,1560 = a$; celui engendré par le grand piston $= 0,4077$ environ; $N = \frac{0,4077}{0,1560} = 2,61$; avec la table G, et en faisant une proportion, on trouvera $K = 20228^{k.},4$; tous ces nombres substitués dans la formule $\left(K \times a \times \frac{p}{1,033} - N \times a \times t\right) \times$

$\frac{n}{60} \times f' = PV$, nous donnent $3221,38 \times f'$ environ, et comme sans le coefficient f' on aurait 43 chevaux, on prendra $f' = 0,42$ (nº 155), la machine étant dans un état ordinaire d'entretien, et l'on aura enfin $PV = 1352^{k.m.},97 = 18,04$ chevaux vapeurs environ.

M. Lemaire m'a dit que l'on brûlait dans une journée de travail de 14 heures et demie, non compris le repos, 12 hectolitres de houille de bonne qualité, dont le poids variait de 77 à 84 kil.; le poids moyen serait donc de $80^{k},50$. Le chauffeur m'a dit qu'on en brûlait 10 hectolitres; nous prendrons la moyenne, ou 11 hectolitres; le charbon brûlé serait donc de $80,5 \times 11 = 885^{k},50$, ce qui donne $61^{k},06$ par heure, et $\frac{61,06}{18,04} = 3,38$ par cheval vapeur et par heure.

Si on travaillait à 3 atmosphères, tous les autres nombres restant les mêmes, on aurait environ 32 chevaux vapeurs, f' étant $= 0,55$.

Cette usine est établie comme les filatures ordinaires : un seul engrenage, placé à l'arbre du volant, transmet le mouvement aux axes des tambours, et ceux-ci le transmettent aux métiers. Il n'y a qu'un rez-de-chaussée et un étage.

BASES SERVANT A L'ÉTABLISSEMENT D'UNE FABRIQUE DE CADIS OU TISSU DE LAINE GROSSIÈRE.

163. Dans les Alpes on ne tire guère d'un mouton ou brebis que 3 à 4 livres de laine, terme moyen. Ces animaux sont généralement d'une petite espèce. Le blanchissage de la laine n'est pas poussé aussi loin que dans les fabriques de drap plus fin, car on compte qu'elle ne se réduit qu'à moitié par cette opération.

Il faut 2 kil. de laine non lavée, ou 1 kil. de laine lavée pour faire 2 mètres de cadis qui se réduisent, quand il est foulé, à $1^{m},75$, ou se retirent d'un huitième.

Pour dégraisser le cadis quand il vient d'être fait, on emploie la terre grasse dite terre de foulon; il en faut 40 kil. pour fouler 60 mètres.

Pour huiler la laine avant de la carder, il faut du $\frac{1}{5}$ au $\frac{1}{6}$ du poids de la laine employée ou de celle qui est lavée.

Un ouvrier tisse à peu près 10 à 11 mètres de cadis dans un jour de travail.

On compte que sur 16 métiers à tisser par exemple, qui coûtent à peu près 190 francs chacun, il faut 11 métiers à filer de 5 à 600 francs chacun, 5 cardes du même prix, un batteur de 2000 francs et 3 foulons de 300 francs chacun. Pour le cadis on ne se sert pas de tondeuse, du moins dans les Alpes.

Tous ces métiers à tisser et à filer ne demandent que la force d'un homme chacun pour les faire travailler, quand on n'a pas d'autre force motrice.

Il faut un homme pour chaque métier à tisser; on met une femme et un enfant pour chaque métier à filer; un homme à chaque carde, un au batteur, un pour huiler la laine, un pour surveiller les 3 foulons, et un contre-maître.

MACHINES MUES PAR LES ANIMAUX.

164. On emploie aussi la force des animaux comme force motrice dans les machines de l'industrie; des moulins à huile, des filatures de coton, des moulins à farine, des patouillets, des presses hydrauliques, des pompes, etc., sont mus par des hommes ou par des chevaux, mulets ou bœufs.

Le tableau L fait connaître les quantités de travail mécanique que peuvent dépenser moyennement quelques animaux. En voyant donc les machines qu'ils font marcher, on peut dire, à peu près, quelle est la quantité de travail qui est développée sur leur barre de manège ou sur leur manivelle, qui répond à l'ouvrage qu'elles font. On conçoit bien,

du reste, que cette détermination ne peut être qu'approximative, attendu que l'on peut rencontrer des animaux jeunes, forts et bien nourris, qui fassent plus que n'annonce le tableau L, qui ne présente que des termes moyens. Pour trouver plus exactement le travail moteur, il faudrait partir du travail utile et établir les équations d'équilibre par rapport à chaque axe.

Filature de coton établie à Marseille, mue par trois chevaux, appartenant à M. Giraud.

165. En général, ces filatures sont établies comme celle de M. Meiffren ; seulement l'arbre qui porte la roue conique et qui transmet le mouvement aux tambours, est vertical au lieu d'être incliné, et la barre de manége sur laquelle agissent les chevaux, y est fixée. Le travail absorbé par le frottement doit donc être un peu moins grand que dans les filatures mues par l'eau, et par suite le travail moteur doit être moindre aussi.

Les 3 chevaux de la filature de M. Giraud font marcher 3 métiers de 216 broches, 8 cardes simples, un boudinoir, un laminoir simple et un batteur ; ils sont relevés de deux heures en deux heures. D'après cela le travail d'un cheval ordinaire, qui est de $40^{k.m.},5$ (tableau L) quand il marche au pas, suffit pour faire marcher un métier de 216 broches et ses métiers alimentaires, ce qui ferait à peu près 400 broches par cheval vapeur, en admettant toutefois que ces chevaux ne développent que $40^{k.m.},5$ chacun sur la barre du manége.

En partant de cette donnée, le travail développé sur la barre du manége serait donc dans cette usine, $3 \times 40^{k.m.},5 = 121^{k.m.},5$. En consultant le tableau L, qui nous donne pour le travail dépensé par un mulet et par un bœuf, $25^{k.m.}$ et $39^{k.m.}$, on voit que si on voulait remplacer les 3 chevaux par ces derniers animaux il faudrait 4 à 5 mulets et 3 à 4 bœufs.

Filature de laine de M. Varenne-Aubert, à Suippe (Marne).

Cette usine est mise en mouvement par deux chevaux ; mais ils développent plus de travail mécanique sur la barre du manége que les chevaux de force moyenne allant au pas, où ce qu'indique le tableau L, aussi on est forcé de les remplacer toutes les deux heures. Je crois ne pas trop m'éloigner de la vérité, en disant qu'ils font l'ouvrage de 3 chevaux ordinaires travaillant 8 heures par jour. Avec ce travail mécanique qui serait donc à peu près de $3 \times 40,5 = 121^{k.m.},5$, on fait marcher 2 défeutreurs, 6 machines d'étirages, 3 réunions et 2 bobinoirs ; en tout 13 métiers à préparation, présentant 126 têtes d'étirage, qui fournissent à 10 métiers de 160 broches qui vont à la main, ce qui fait en tout 1600 broches. Ces métiers sont du système Laurent modifié par M. Varenne.

L'on y file de la laine des nos 50 à 60, comme dans la filature de M. Julion. Les filateurs de Suippe estiment qu'avec le double de force on pourrait faire marcher les 1600 broches, ce que je crois par le résultat obtenu chez M. Julion (n° 141), car cela reviendrait à $243^{k.m.}$ pour 1600 broches, ou environ 500 broches par cheval vapeur.

Moulins à farine mus par deux chevaux allant au trot.

166. Cherchons combien on peut moudre de farine avec un moulin mû par 2 chevaux allant au trot.

D'après le tableau L, la quantité du travail fournie par un cheval attelé à une barre de manége, quand il va au trot, est moyennement de $60^{k.m.}$, l'effort moyen étant $30^{k.} = P$, et la vitesse de son point d'action de 2 mèt. par seconde. Comme il y a 2 chevaux à employer, le travail total à transmettre à la barre du manége devra être $= 2 \times 60 = 120^{k.m.}$

Donnons à cette barre $3^{m},89$ de long ; si on donnait plus de longueur il faudrait un bâtiment trop grand ; si on en donnait moins, les chevaux ne tourneraient pas commodément. Donnons aussi au rouet un rayon de $2^{m},59$. (*Fig.* 116).

Le nombre de tours que doit faire la barre pq, ou le rouet $p'q'$ dans une minute, est donné par $n = \frac{V \times 60}{2\pi R} = \frac{2 \times 60}{2\pi \times 3,89} = 4,91$.

Nous donnerons aux meules 1 mèt. de diamètre. On peut sans inconvénient faire faire à la meule mobile 110 à 120 tours par minute ; portons ce nombre à 115, ce sera le nombre de tours que doit faire la lanterne dans le même temps. Les nombres de tours sont en raison inverse des diamètres, donc le rayon que devra avoir la lanterne sera donné par la proportion $4,91 : 115 :: x : 2,59$, d'où $x = 0,11$.

Portons à 734 kil. le poids du rouet et de son arbre ; à 98 kil. celui de la lanterne et de son axe, et à 667 kil. celui de la meule.

Le rapport des tours étant $\frac{115}{4,91} = \frac{23,42}{1}$, nous voyons que la lanterne fera 23,42 tours pendant que le rouet en fera un. En donnant 6 fuseaux à la lanterne, il faudra 138 alluchons au rouet.

Il s'agit maintenant, pour avoir la valeur de la résistance utile, d'établir une équation d'équilibre par rapport à l'axe ab et une autre par rapport à l'axe cd.

Première équation d'équilibre. — Les moments des forces pris par rapport à l'axe ab, sont 1°. le moment de P, ou $P \times 3,89 = 60 \times 3,89 = 233^{k},40$; 2°. le moment du frottement du pivot ou $f \times N \times \frac{2}{3} r = 0,18 \times 734 \times \frac{2}{3} 0,02 = 1,76$; 3°. le moment du frottement des alluchons

$= f\,q\left(\frac{m+m'}{m.m'}\right) \times \pi \times 2{,}59.\ f = 0{,}08,\ m = 138,\ m' = 6,$ $\pi = 3{,}1416$. Sans le frottement des alluchons on aurait $P \times 3{,}89 = q \times 2{,}59 + 1{,}76$, et comme $P = 60$, on tire $q = 89{,}44$ environ. Donc le moment cherché sera $0{,}08 \times 89{,}44 \times \frac{144}{828} \times 3{,}1416 \times 2{,}59 = 10{,}13$ environ ; 4°. le moment de $q = q \times 2{,}59$. On aura donc pour la première équation d'équilibre $P \times 3{,}89 = q \times 2{,}59 + 1{,}76 + 10{,}13$, et l'on trouve pour la valeur de l'effort exercé sur les fuseaux de la lanterne $q = 86{,}59$.

Deuxième équation d'équilibre. — Les moments des forces qui agissent autour de l'axe $c\,d$, sont 1°. le moment de la résistance du blé, ou $Q \times \frac{2}{3}.0{,}50$, l'écrasement du blé ayant lieu aux $\frac{2}{3}$ du rayon ; 2°. le moment du frottement du pivot de l'arbre et de la lanterne qui est $f \times 765 \times \frac{2}{3}r$ $= 0{,}18 \times 765 \times \frac{2}{3}.0{,}0045 = 0{,}41$; 3°. le moment de q qui est $86{,}59 \times 0{,}11 = 9{,}52$. Donc on aura $9{,}52 = Q \times \frac{2}{3}.0{,}50 + 0{,}41$, ce qui donne pour la résistance du blé $Q = 27{,}33$.

La vitesse aux $\frac{2}{3}$ du rayon de la meule $= \frac{115 \times 2\pi \times \frac{2}{3}.0{,}50}{60} = 4^{m},01$; donc le travail utile sera $27{,}33 \times 4{,}01 = 109{,}59$; le travail perdu $= 120 - 109{,}59 = 10{,}41$, ou les $\frac{10{,}41}{120} = 0{,}086$ du travail moteur, et les $0{,}097$ ou environ le dixième du travail utile.

Pour avoir le produit de ce moulin à peu près, en mouture à la grosse, nous ferons la proportion $1\,000^{k.m.} : 0{,}20 :: 109{,}59 : x = 0^{k},021$; la quantité de blé moulu dans une heure serait donc $60 \times 60 \times 0{,}021 = 75^{k},60$.

Presses hydrauliques.

167. Une presse hydraulique se compose de deux pistons P, p de différents diamètres, qui se meuvent dans deux corps de pompe remplis d'eau et réunis par un tuyau $a\,b$. Quand on élève le piston moteur p, l'eau monte du réservoir R dans le cylindre en passant par une soupape; une autre soupape, qui empêche le retour de l'eau, se referme alors. Quand ce piston descend, la première soupape se ferme et l'autre s'ouvre; l'eau se rend alors dans le grand cylindre c, où elle soulève le piston P, ainsi que le plateau d sur lequel se trouvent les objets M que l'on veut comprimer, et si la surface du piston p est 100 ou 200 fois plus petite que celle du grand piston P, d'après le principe de Pascal (n° 51), la pression que ces objets éprouvent est 100 ou 200 fois plus grande que celle exercée sur la surface du petit piston. On augmente évidemment beaucoup la puissance de la machine avec le bras de levier sur lequel agit la force qui la met en jeu. (*Fig.* 117.)

On se sert, comme on le sait, de ces presses pour presser le tabac, le foin, la pulpe de betterave, pour exprimer les huiles, etc., etc. Il existe à Avignon plusieurs presses employées à réduire le volume des ballots de garance que l'on veut transporter. Voici quelques données sur l'une de ces presses.

Le petit piston a $0^{m},02$ de diamètre; celui du grand piston est de $0^{m},27$. On peut donner à volonté deux points d'appui à ce levier; nous ne faisons le calcul que pour le cas où le point d'appui est à une distance de $0^{m},08$ de la tige du petit piston. La longueur du levier sur lequel les hommes agissent $= 1^{m},60$, mais comme 4 hommes agissent sur ce levier, nous supposerons que la résultante de leurs efforts passe à une distance de $1^{m},20$ du point d'appui. Ceci posé, d'après le principe de Pascal, les pressions sont proportionnelles aux surfaces. Si donc f et F sont les pressions

que le petit et le grand piston éprouvent, et r et R leurs rayons, on aura $f : F :: \pi r^2 : \pi R^2 :: r^2 : R^2$; d'où $F = f \cdot \frac{R^2}{r^2}$. Mais si P est l'effort moteur ou celui qui agit sur le levier, que L soit son bras de levier, et l celui de la pression f, on a $P \times L = f \times l$, d'où $f = P \times \frac{L}{l}$, et par suite $F = P \times \frac{L}{l} \times \frac{R^2}{r^2}$. Si $P = 100$ kil., on trouve $F = 100 \times \frac{1,60}{0,08} \times \frac{(0,27)^2}{(0,08)^2} = 327600$ kil., ainsi le grand piston éprouve une pression de 327600 kil., en faisant abstraction des frottements, qu'il transmet à la matière à presser, et en exerçant seulement un effort de 100 kil. sur le levier.

Il ne faudrait pas croire cependant que le travail transmis au grand piston fût ainsi augmenté. Il ne peut être qu'égal au travail du petit, si toutefois on n'a pas égard aux frottements; car si ce petit piston parcourt le chemin c en descendant, son travail sera fc, f étant l'effort exercé sur lui. Si nous désignons par S la surface du petit piston, et par p la pression unitaire exercée sur chaque piston, la force de pression $f = Sp$, et son travail $fc = Sp \times c$. De même si c' est le chemin parcouru par le grand piston, son travail sera $S'p \times c'$; mais comme l'eau n'est pas sensiblement compressible, les volumes Sc, $S'c'$ engendrés par les pistons dans leurs courses, doivent être égaux, on aura donc $Sc = S'c'$, et par suite $Scp = S'c'p$, ce qui exprime l'égalité des travaux.

Machine employée dans la fabrique de sucre de betterave d'Écuir (Pas-de-Calais).

168. On sait que les betteraves sont d'abord lavées dans un cylindre laveur à claire-voie plongeant en partie dans l'eau contenue dans un réservoir; ensuite elles sont élevées

à la partie supérieure du bâtiment au moyen d'une poulie, et là elles passent à la râpe. Les pulpes sont mises ensuite dans des toiles, et on en extrait le jus au moyen de presses ordinaires ou presses hydrauliques. Ce jus est ensuite conduit à la chaudière de défécation où on le débarrasse de l'albumine, de l'acide pectique, etc.; il passe ensuite par des filtres au charbon animal qui le décolorent, de là dans la première chaudière d'évaporation qui n'a que $0^m,16$ de profondeur et dont le fond est couvert, dans le sens longitudinal, d'un grand nombre de petits conduits où de la vapeur d'eau vient se condenser, et transmet à la liqueur son calorique constitutif ou latent, qui la fait évaporer. Dès que l'aréomètre de Beaumé marque $15°$, on la fait arriver sur d'autres filtres, de là elle passe dans la chaudière de concentration, où elle est encore réduite jusqu'au point où l'aréomètre de Beaumé marque $25°$; elle passe après dans la chaudière de cuite où elle est concentrée à $40°$. Cette dernière liqueur est mise enfin dans des vases tronc-coniques, percés dans le bas, qu'on nomme *formes*, et où le sucre se cristallise, et d'où la mélasse s'écoule.

On fait dans la fabrique d'Écuir environ 1200 livres de sucre par jour. Les betteraves rendent environ les 4,12 pour 100, et donnent à peu près les 68 pour 100 de jus. Il y a deux presses ordinaires manœuvrées chacune par trois hommes et une presse hydraulique représentée par la figure 117, qui est aussi mue par trois hommes. Cette presse a aussi deux petits pistons comme celle d'Avignon. L'un a un rayon $r = 0^m,0095$ et l'autre un rayon $r' = 0,0205$; le grand piston qui exerce sa pression contre la pulpe a un rayon $R = 0^m,1253$; $l = 0,20$ dans le premier cas, et $l' = 0,12$ dans le second. $L = 1^m$ dans les deux cas.

D'après ces données, les rapports des pressions seraient donc $F = 905\,P$ et $F = 337,36\,P$ pour les deux cas, et si l'effort des trois hommes était seulement de 100 kil., les pressions contre la pulpe seraient $F = 90500^k$ et 33736^k.

(nº 107). On se rappellera ce que nous avons dit dans le nº 40 relativement à l'effet de cette presse comparativement à celui d'une presse ordinaire.

D'après ce que nous venons de dire, il faudra donc dans une fabrique de sucre de betterave, une force suffisante pour élever à une certaine hauteur du bâtiment toute l'eau dont la vapeur condensée doit servir à l'évaporation des sirops, pour faire mouvoir la râpe qui doit réduire la betterave en petits morceaux, pour faire marcher les pressoirs qui poussent la betterave contre la râpe, pour imprimer un mouvement de rotation au cylindre laveur, et enfin pour faire marcher les presses. Dans la fabrique d'Écuir, dont nous avons donné le produit, l'eau est élevée d'un puits à plus de 30 pieds de haut, et de là elle est conduite sur différents points. Il est facile, quand on sait de combien le jus doit être réduit, de calculer à l'aide des principes donnés à la fin de la première partie, la quantité de calories nécessaires pour évaporer la liqueur, la quantité de vapeur à condenser, la quantité de combustible pour produire cette vapeur, les surfaces des tuyaux dans lesquels se condense la vapeur, par conséquent la quantité d'eau froide à élever dans un temps donné. A l'exception des presses, tout marche par le travail mécanique que développent quatre chevaux sur des barres de manége. Si on voulait faire marcher les deux presses ordinaires et la presse hydraulique mues chacune par trois hommes, il ne faudrait guère ajouter que le travail d'un cheval ordinaire. Ainsi, avec environ la force de trois chevaux vapeurs, on peut faire marcher toutes les machines nécessaires à une fabrique de sucre de betterave produisant environ 1200 livres de sucre par jour.

MACHINES A BATTRE LE BLÉ.

169. Ces machines se composent généralement de deux cylindres alimentaires, d'un batteur et d'un rateau. Un

homme place les gerbes de blé sur la planche A, et les présente aux cylindres alimentaires B, qui les entraînent et les soumettent à l'action du batteur D, qui n'est qu'un tambour armé de battes C; les battes entraînent la paille jusqu'en E, et là un râteau F la saisit et la jette sur le plancher G. Les grains de blé se détachent, et par l'action du batteur et pendant que les gerbes sont traînées de *a* en *c*, traversent la grille *a c*, tombent sur les planches *a k*, *c d*, arrivent avec la menue paille sur une seconde grille *e g* à laquelle on imprime un mouvement de va et vient, la traversent et tombent sur une troisième planche *g h*. Arrivés sur cette planche, un ventilateur H les dégage de la poussière et des brins de paille qui les salissent encore; celle-ci vient tomber en K, et le blé va tomber dans un sac placé en I. (*Fig.* 118).

Ces machines n'ont pas toujours réussi; j'en ai vu qui ont été abandonnées parce que le mouvement avait été entièrement donné au moyen de courroies; d'autres produisent trop peu d'effet parce que le batteur fait moins de 200 tours par minute; il y en a enfin, dans le département de la Marne, qui éprouvent de très fortes secousses qui sont nuisibles à l'effet utile de ces machines et à leur durée. Ces dernières sont fort lourdes, donnent lieu à beaucoup de frottement; elles ne font guère qu'environ 200 tours par minute, et le batteur porte 12 battes; les 3 ou 4 chevaux qui les font marcher fatiguent beaucoup, et leur effet est inférieur à celui que nous avons reconnu ailleurs.

Le succès de ces machines doit dépendre principalement du rapport des vitesses des différentes parties qui les composent. L'expérience a prouvé que 4 à 6 battes au plus qui font chacune environ 400 tours par minute, produisent plus d'effet que 12 qui ne feraient qu'environ 200 tours. Je connais plusieurs agriculteurs qui ont obtenu sensiblement un meilleur produit en augmentant le nombre de tours et en diminuant le nombre de battes. Si le râteau allait trop vite, il pourrait entraîner des grains de blé qui n'auraient pas en-

core été détachés de la gerbe quand elle arrive en $b c$; si le mouvement des cylindres alimentaires était aussi par trop accéléré, le dessous du batteur serait trop encombré et son mouvement en serait altéré ; enfin, on conçoit encore qu'un trop fort mouvement imprimé au ventilateur chasserait beaucoup plus de grains de blé avec la poussière. J'ai vu près de Montreuil (Pas-de-Calais), une machine à battre, appartenant à M. Lahouplière, dont le batteur fait environ 400 tours par minute ; le râteau en fait 20 dans le même temps ; le nombre de tours des cylindres alimentaires est à peu près moitié de celui du batteur, et le ventilateur en fait environ 120 toujours dans une minute. Quand je vis fonctionner cette machine, elle était mue par quatre chevaux (*Fig.* 118). Quand elle est bien servie par six hommes, elle peut battre 36 hectolitres en six heures. L'hectolitre pèse moyennement 75 kil. ; la machine peut donc battre, dans son meilleur effet, 2700 kil. en 6 heures ; mais il ne faut pas que la paille soit trop longue, car, plus elle est longue et moins il y a d'ouvrage fait. C'est la meilleure machine à battre que j'aie vu fonctionner. Peut-être n'est-ce pas là encore le meilleur effet ; il serait convenable de faire varier le mouvement du râteau et celui des cylindres alimentaires qui marchent au moyen de courroies, en employant des roues à plusieurs cercles ; on parviendrait ainsi à saisir les véritables rapports de vitesse pour produire le maximum d'effet.

SCIAGE DU MARBRE PAR DES HOMMES.

170. J'ai eu l'occasion de bien constater dans la scierie de M. Gaudy, entre Boulogne et Calais, l'ouvrage que peut faire un scieur à bras en 10 heures de travail. Moyennement la scie s'est enfoncée dans ce temps de $0^{m},108$ à $0^{m},114$, dans des pièces de marbre du pays ayant 2 mètres de longueur, et de $0^{m},127$ à $0^{m},135$ dans des marbres blancs et bleus d'Italie. En prenant la moyenne de ces enfoncements,

on trouve donc qu'un scieur à bras peut scier dans une journée de travail de 10 heures, une surface de $0,111 \times 2 = 0^{m.c.},222$ à $0,131 \times 2 = 0^{m.c.},262$.

PATOUILLET MU PAR DES CHEVAUX.

171. A Autray (Haute-Saône), on trouve dans les forges de M. Petit Guyot, deux patouillets mus par 4 chevaux. (*Fig.* 119). Ils lavent ensemble, quand la mine est riche, 400 pieds cubes de minerai, tout prêt à mettre aux fourneaux, en 10 à 11 heures de travail sans interruption. Les chevaux font deux tours par minute en allant au pas. Le produit n'est que moitié lorsqu'il est de médiocre qualité. Quand la mine est riche le pied cube pèse 58 kil.

MACHINE A ÉLEVER LES EAUX.

172. Beaucoup de machines ont été imaginées pour élever les eaux : ce sont les pompes, les roues à godets, les chapelets inclinés et verticaux, la vis d'Archimède, les machines à colonne d'eau, les tympans, les norias, etc. Nous allons indiquer ce que l'expérience donne pour le rapport de l'effet utile au travail moteur.

POMPES ORDINAIRES.

173. D'après M. Boistard, 3 relais de 7 hommes travaillant chacun 8 heures par jour, ont élevé en 24 heures $508^{m.c.},52$ d'eau à la hauteur de $3^{m.},628$, au moyen d'une pompe de $0^{m.},27$ de diamètre. Le travail mécanique pendant 24 heures serait donc $508,52 \times 1000 \times 3,628 = 1844910,56$. Pour une journée de 8 heures, ce travail serait 614970,186, et celui d'un homme pendant ce dernier temps serait $\frac{614970,186}{7} = 87853$ à peu près. Or, le travail journalier d'un homme qui tire et qui pousse dans le sens

vertical, est de 158400$^{k.m.}$; donc le travail utile ne serait guère que les 0,55 du travail moteur.

D'après les données de M. Boistard, on trouve en faisant un calcul semblable, 0,50 environ pour le rapport de l'effet utile au travail moteur; en prenant la moyenne on aura 0,525 dont on pourra se servir dans les applications.

ROUES A GODETS.

174. Ce sont des roues pendantes auxquelles on fixe des pots, seaux ou godets. D'après Navier, le rapport du travail utile au travail moteur est 0,65, c'est-à-dire que le premier est un peu moins des $\frac{2}{3}$ du second.

CHAPELETS INCLINÉS ET VERTICAUX.

175. Les chapelets se composent d'un certain nombre de palettes réunies par des chaînons formant une chaîne sans fin, que l'on fait mouvoir au moyen de deux lanternes dans une espèce de buse dont une extrémité plonge dans l'eau que l'on veut élever, et l'autre verse cette eau dans une auge qui la conduit où l'on veut.

Il y a des chapelets inclinés et verticaux; ils sont ordinairement mus par des hommes ou par des animaux.

176. *Chapelets inclinés.* — L'expérience a démontré qu'un cheval allant au pas, élevait 449$^{m.c.c.}$ d'eau à 1 mètre de hauteur; ou faisait un travail mécanique de 449000$^{k.m.}$ dans une journée de travail ordinaire, et comme le travail journalier du cheval est de 1166400$^{k.m.}$ (tableau L), le rapport du travail utile au travail moteur $= \frac{449000}{1166400} = 0,38$.

D'autres faits ont conduit au même résultat.

Le frottement et surtout les pertes d'eau par le vide qui existe au pourtour des palettes; donnent lieu à une grande perte de force dans ces machines. La théorie démontre que les pertes d'eau sont les moindres possibles, lorsque la lon-

gueur des palettes est double de leur hauteur. Elle démontre encore qu'on s'approchera d'autant plus du maximum d'effet que le mouvement sera le plus lent possible ; il ne faut pas cependant qu'il le soit tellement que le moindre obstacle puisse arrêter le chapelet.

177. *Chapelet vertical.* — D'après un assez grand nombre d'expériences, on a trouvé que 3 relais de 4 hommes chacun, ont enlevé, en 24 heures, à peu près $1400^{m.c.c.}$ à un mètre de hauteur, où ont fait un travail utile de $1400000^{k.m.}$, ce qui revient à $466666^{k.m.}$ par journée de 8 heures, et à $116666^{k.m.}$ par homme dans le même temps. D'après le tableau L, le travail d'un homme, en pareil cas, est de $172800^{k.m.}$; donc le rapport du travail utile au travail moteur $= \frac{116666}{172800} = 0,67$. Le chapelet vertical rend donc presque le double de l'autre, ce qui tient à ce que les palettes, dans ce cas, laissent moins échapper d'eau, attendu qu'elles ne parcourent pas un si long chemin dans le même temps, et qu'elles ne flottent pas dans l'eau comme dans le chapelet incliné.

VIS D'ARCHIMÈDE.

178. La vis d'Archimède se compose d'un noyau cylindrique et d'une enveloppe également cylindrique concentrique au noyau. Dans l'espace qui sépare l'enveloppe du noyau, se trouvent plusieurs cloisons qu'on peut concevoir comme engendrées par une droite qui se meut sur autant d'hélices qu'il y a de cloisons, en passant par l'axe de la vis et en demeurant constamment perpendiculaire à cet axe.

On donne ordinairement au diamètre de l'enveloppe d'une vis d'Archimède, à peu près le 12e de la longueur de la vis ; le diamètre du noyau est le tiers de celui de l'enveloppe. Les canaux hélicoïdes que forment les cloisons, au nombre de trois, ont une pente sur l'axe telle, que la trace des cloisons sur l'enveloppe forme un angle d'environ 67° centésimaux.

Quand on manœuvre cette vis, on incline son axe d'environ 50° centésimaux ; c'est la position qui paraît la plus convenable.

Ce sont ordinairement des hommes que l'on fait agir pour imprimer le mouvement à une vis d'Archimède, et la vitesse qu'ils lui communiquent n'est pas très grande. Ce n'est donc pas par l'effet de la force centrifuge que l'eau doit s'élever dans une vis d'Archimède. Et en effet, il est démontré (notes de Navier); que quand un vase, quelle que soit sa forme, tourne autour de son axe, et qu'il communique à un réservoir d'eau, cette eau s'élève par l'effet de la force centrifuge, et chaque point de la surface qu'elle forme se trouve déterminé par la hauteur due à la vitesse de rotation de ce point au-dessus du niveau de l'eau du réservoir. C'est-à-dire que si la vitesse de rotation du point m est v (*Fig.* 120), et celle du point m', v'; la hauteur $mp = \frac{v^2}{2g}$ et celle de $m'p' = \frac{v'^2}{2g}$. Ainsi, si la vis d'Archimède avait une vitesse de rotation V, l'eau devrait s'élever à la hauteur $\frac{V^2}{2g}$. Il s'ensuivrait donc que si par exemple l'eau s'élevait à une hauteur $H = 3^m$, on aurait $\frac{V^2}{2g} = 3$ (n° 4), d'où $V = \sqrt{3 \times 2g} =$ 7 à 8 mètres, vitesse qu'on ne donne jamais à la vis. Voici comment l'eau monte : soit A B la surface de l'eau (*Fig.* 121); ce fluide entrera dans le canal hélicoïde par a, et occupera l'espace abc que nous appelons arc hydrophore. Maintenant, qu'on fasse tourner la vis dans le sens pq, la partie cd passera en dessous, l'eau de ab y descendra, et dans une révolution entière occupera l'arc hydrophore $c'b'd$, et ainsi de suite ; l'eau monte donc dans la vis en descendant, et elle est transportée dans le sens de l'axe d'une quantité $ad =$ au pas de l'hélice dans chaque révolution ; elle ne passe donc pas d'une spire à l'autre par l'effet de la force

centrifuge. L'eau entre dans la vis avec une vitesse nulle, et en sort avec une vitesse également nulle; il n'y a donc pas de force vive acquise. Si donc P est l'effort moteur supposé appliqué à l'extrémité d'une manivelle dont le coude serait R, le travail moteur, dans une révolution, serait $P \times 2 \pi R$, et si le travail utile qu'on veut obtenir est un volume E, d'un poids 1000 E, élevé à la hauteur H, c'est-à-dire 1000 E$H^{k.m.}$ (n° 8), on aurait pour l'équation du mouvement de la vis, en faisant abstraction des frottements, $P \times 2 \pi R = 1000\, E H^{k.m.}$

Le frottement est faible dans cette machine, le rapport du travail utile au travail moteur devrait donc se rapprocher de l'unité; cependant on a trouvé, par expérience, que le premier travail n'est guère que la moitié du second. Ainsi on trouve, dans l'ouvrage de M. Gauthey, qu'une vis de $5^{m.},85$ de longueur, et inclinée de 33° centésimaux à l'horizon, mue par 5 hommes qui travaillaient 8 heures sur 24, élevait à $2^{m.},60$ de hauteur, $22^{m.c.c.},212$ d'eau par heure, ce qui revient à $57^{m.c.c.},751$ élevés dans une heure à un mètre de hauteur par 5 hommes, ou $11^{m.c.c.},550$ dans le même temps par homme. Le travail utile serait donc $= 11550^{k.m.}$ par heure, ou $3^{k.m.},21$ par seconde, travail qui est à peu près moitié du travail moyen d'un homme qui agit sur une manivelle (tableau L). Cette perte de travail moteur peut être attribuée à la manière dont les hommes agissent sur la manivelle. L'expérience a démontré depuis, qu'en appliquant convenablement la force, comme par exemple en plaçant la manivelle sur un axe horizontal dont le mouvement de rotation se communique à l'axe incliné au moyen d'un joint brisé, le rapport du travail utile au travail moteur est de 0,75.

BÉLIER HYDRAULIQUE.

179. Il se compose d'un corps de bélier AA, de la tête de bélier AB où se trouve la soupape d'arrêt C, d'un réservoir

d'air D, d'une soupape d'ascension E, et d'un tuyau d'ascension FG. L'eau s'écoule par l'orifice H en vertu de la charge du réservoir, elle entraîne la soupape C qui va fermer l'orifice H; l'eau ne trouvant plus d'issue et agissant encore avec toute sa force vive, va soulever la soupape d'ascension, pénètre dans le réservoir D, y comprime l'air qui s'y trouve et s'élève dans le tuyau d'ascension; mais on conçoit que la vitesse avec laquelle l'eau s'élève doit diminuer sans cesse en raison de la résistance qu'oppose l'air en se comprimant et du poids de l'eau à élever; ces résistances ont à leur tour de la prépondérance et l'eau obéit à un mouvement imprimé en sens contraire; la soupape E se referme alors, le mouvement de l'eau vers le réservoir continue, il tend alors à se faire un vide sous la soupape d'arrêt C, la soupape d'ascension E cède à la pression atmosphérique, l'orifice H s'ouvre de nouveau, l'eau ressort par l'orifice H avec la première vitesse et la même oscillation des soupapes recommence (*Fig.* 122.).

Ces soupapes sont des boulets creux qui ne pèsent pas plus de 2 fois le volume d'eau qu'ils déplacent. Ils sont retenus par des muselières, et les orifices contre lesquels ils s'appliquent, sont garnis de rondelles de cuir ou de toile goudronnée pour qu'ils soient exactement fermés.

Le tableau P présente les résultats d'expérience faits par M. Eytelwein avec un bélier dont le corps avait $13^{m.},33$ de longueur, $0^{m.},0567$ de diamètre, $0^{m.c.c.},0088$ de capacité de réservoir d'air et $0^{m.c.c.},0024$ d'aire de soupape d'arrêt.

M. d'Aubuisson donne pour l'expression du travail utile suffisamment exact, $q\,h = 1,20 \times Q\,(H - 0,2\sqrt{H \times h})$, q étant le poids du volume d'eau élevé dans une minute, h la hauteur à laquelle il est élevé, H la hauteur de chute, et Q le poids de l'eau motrice qui s'écoule dans le même temps.

D'après M. Eytelwein la longueur du corps du bélier ne

doit pas être au-dessous des $\frac{1}{2}$ de la hauteur à laquelle l'eau doit être élevée. Le diamètre de ce corps de bélier est donné par $1,7\sqrt{Q'}$. Q' étant le volume écoulé par 1"; celui du tuyau d'ascension pourra être moitié moindre. On fera la capacité du réservoir d'air égale à celle du tuyau d'ascension. Les deux soupapes devront être très rapprochées l'une de l'autre, peu importe que celle d'arrêt soit en amont ou en aval du réservoir d'air. L'ouverture de la soupape d'arrêt ne doit pas être plus petite que la section du corps du bélier.

En France le plus grand effet utile qu'on ait obtenu n'est que de 17 à 20 k-m.

MACHINE A COLONNE D'EAU DE REICHENBACH.

180. Cette machine se compose d'un corps de pompe A dans lequel se meut un piston B dont la tige se prolonge dans deux autres corps de pompe plus petits C et D, et porte à ses extrémités deux pistons E et F qui suivent le mouvement imprimé au piston moteur B. L'eau motrice arrive par le tuyau G et sort par le tuyau H; I est un tuyau d'aspiration et J le tuyau d'ascension.

K est un tuyau qui part du tuyau G où l'eau arrive et la conduit au tuyau L. De celui-ci l'eau passe dans le tuyau M, où sont deux pistons *a* et *b* fixés sur la même tige. Il y a encore le tuyau distributeur composé de deux corps de pompe; le supérieur N est le plus petit, et il ne s'y meut qu'un seul piston O; dans le corps de pompe inférieur P il s'y meut les deux pistons Q et R. Ceci posé, voyons comment se fait le jeu de cette machine.

La figure 123 représente la machine quand le piston B commence à descendre; tout est alors purgé d'air; le robinet *c* est fermé et le robinet *d* est ouvert. L'eau que l'on élève du sein de la terre est alors dans le conduit S, dans le corps de pompe D, dans la partie *ef* et dans le tuyau d'ascension J. Le piston F, quand il commence à descendre,

exerce un effort qui est égal, abstraction faite des frottements, coudes et contractions, au poids d'une colonne d'eau qui a pour base la surface du piston, et pour hauteur la hauteur verticale de la colonne d'eau ascendante. L'on doit voir aussi, qu'en vertu de la pression qu'exerce F, la soupape f se ferme et la soupape e s'ouvre. Le piston E suit le mouvement des autres pistons, refoule l'eau de la source qui remplit les tuyaux S, N, et l'eau sort par l'orifice T. Sous les pistons Q et R et dans le tuyau M, il y a de l'eau qui communique avec le tuyau d'écoulement H. L'eau de la source arrive par le tuyau K et agit sur les deux pistons a, b, qui, à cause de leur égalité, éprouvent des pressions égales et contraires, et par conséquent ne peuvent être mis en mouvement par cette eau. Cette même eau de source, qui est l'eau motrice, vient agir contre les pistons inégaux O, Q; ce dernier étant plus grand que l'autre, la pression qu'il éprouve est plus forte, par conséquent les trois pistons descendraient si la tige g n'était arrêtée; aussi les trois pistons O, Q et R restent au repos dans la course descendante du piston, et l'eau motrice peut passer entre les pistons O et Q, et aller agir sur le piston moteur B.

Nous voyons donc que dans cette course descendante, l'effort moteur est égal au poids d'une colonne d'eau qui a pour base la surface du piston B, et pour hauteur, la hauteur verticale de la chute au-dessus du point où le piston se trouve. Les résistances qui s'opposent à cet effort moteur sont causées par les frottements, les contractions et les coudes, la pression de bas en haut qu'éprouve le piston E en chassant l'eau qui est au-dessous de lui, pression qui est faible, et enfin la pression de bas en haut qu'éprouve également le piston F quand il descend, et qui est égale au poids d'une colonne d'eau qui a pour base la surface du piston, et pour hauteur la hauteur verticale du tuyau d'ascension au-dessus du point où le piston F se trouve.

Quand le piston B arrive au bas de sa course, une petite

cheville rencontre la fourchette qui termine le levier hi, et l'oblige à tourner autour de son point d'appui j. Les deux pistons a, b sont alors soulevés et éprouvent encore des pressions égales; mais l'eau peut entrer par K dans le corps de pompe P, et exercer contre le piston R une pression de bas en haut égale à celle de haut en bas qu'éprouve le piston Q, de sorte que la pression qui est exercée contre le piston O peut agir extérieurement pour soulever les trois pistons O, Q et R, et lorsque le piston est arrivé dans le haut, l'eau peut passer dans le tuyau de communication et agir contre le piston de relèvement E qui soulève les deux autres B et F, ce qui produit la course ascendante. La pression qu'éprouve E est égale au poids de la colonne d'eau qui a pour base la surface du piston, et pour hauteur la hauteur de la source au-dessus du point où se trouve le piston, pression qu'on regarde comme constante à cause de la grande hauteur de la source par rapport à la course du piston. A cette pression motrice qui produit l'ascension des pistons, sont opposées les résistances provenant des frottements, des contractions et des coudes, la pression qu'éprouve le piston moteur B par l'eau qui est restée au-dessus de lui et la pression qu'éprouve le piston F.

D'après cela, dans cette course ascendante, la soupape f s'ouvre, l'autre est fermée, l'eau afflue sous le piston F et soulève les 3 pistons, et l'eau qui est au-dessus du piston B passe dans le conduit V et s'échappe par l'orifice z. Quand ce piston est arrivé au bas de sa course, le levier hi tourne encore par le même moyen et tout recommence de même. Au résumé, dans la descente, le mouvement est produit par l'action du poids de la colonne d'eau depuis la source jusqu'au dessus du piston B, sur ce piston, et alors l'eau qui arrive par I du sein de la terre, est refoulée dans le tuyau d'ascension. Dans la montée l'eau de la source agit contre le piston E qui soulève les 2 autres B et F et l'eau du sein de la terre peut s'introduire dans le tuyau D (*Fig.* 123 et 124).

D'après l'expérience le rapport de l'effet utile au travail moteur est environ 0,51 que l'on porte à 0,50 à cause de quelques pertes légères d'eau.

POMPE SPIRALE.

181. Elle se compose d'un tronc de cône autour duquel est enroulé en spirale, un tuyau $a\,b\,c\,d \ldots h\,i$, et d'un tuyau $p\,r$ par où l'eau s'élève. Celui-ci est terminé par un bout de cylindre de cuir $m\,n$ qui pénètre dans le tuyau mobile. Le mouvement peut être donné à la machine par une roue hydraulique fixée à son axe ou par tout autre moyen et suivant l'effet qu'on veut en obtenir (*Fig.* 125.)

La machine étant dans l'eau jusqu'à l'axe $o\,p$, on la met en mouvement, et l'eau qui entre par a, par suite du mouvement imprimé, passe dans les différentes spires et arrive dans une capacité pratiquée à l'extrémité du tronc de cône qui communique avec le tuyau d'ascension $p\,z$ et dans lequel l'eau s'élève par l'effet de la tension que l'air qui s'introduit aussi par a, acquiert en passant dans les spires du tuyau mobile.

D'après Navier, si H est la hauteur verticale à laquelle on élève l'eau, E le volume d'eau que la machine doit élever à chaque révolution, R le rayon de la première spire $a\,b\,c$, Ω la section du tuyau dans cette spire, ν la hauteur d'une colonne d'eau qui fait équilibre à la pression atmosphérique $= 10^{m},33$, r le rayon de la dernière spire $h\,i\,q$, ω la section du tuyau dans cette spire, n le nombre de spires, et h le sinus verse de l'arc occupé par l'air dans la dernière spire, on a les équations $R = \frac{E}{\pi \Omega}$, $r = \frac{E \times \frac{2\nu + H}{\nu + H}}{2 \pi \omega}$, et $n = \frac{H}{R + \frac{1}{2} h}$; pour déterminer les rayons des spires extrêmes et le nombre des spires, quand on s'est donné Ω que l'on fait égal à ω, et le volume d'eau E que l'on veut élever à chaque révolution.

Le volume de la dernière spire est donné par $E \times \frac{2\eta + H}{\eta + H}$,
et comme le volume d'eau ne change pas en passant d'une spire dans l'autre puisque l'eau est sensiblement incompressible, la différence de ces deux volumes donne le volume occupé par l'air et par suite on a l'arc occupé par l'air et le sinus verse de cet arc.

Navier établit la théorie mécanique de cette machine en supposant d'abord que l'air et l'eau qui entrent par l'ouverture *a*, ne sont pas mélangés dans le tuyau d'ascension et ensuite il les suppose mélangés complétement. Dans le premier cas il trouve que le rapport de l'effet utile au travail moteur n'est jamais au-dessous de 0,50 et que ce rapport augmente quand la hauteur à laquelle on élève l'eau est plus grande. Dans le second cas ce même rapport s'approche de l'unité. C'est à l'aide de l'expérience qu'il conviendrait de déterminer ce rapport, et nous regrettons de ne pas avoir rencontré des machines semblables. Navier pense qu'en la faisant tourner lentement, en donnant des dimensions au tuyau telles que l'eau s'y élève avec une faible vitesse, et en arrondissant les coudes, on obtiendra de cette machine un effet au moins égal à la plupart des autres machines employées à élever les eaux.

TYMPAN DES ANCIENS.

182. Cette machine se compose, quand elle est employée à élever une eau dormante, d'une roue dans laquelle les hommes montent, et d'une autre roue en contact avec la première formant tambour ; lequel est divisé par des cloisons placées dans la direction des rayons, en un certain nombre de parties dans lesquelles l'eau s'introduit par des ouvertures pratiquées au-dessus du tambour, et sort par des canaux creusés le long de l'essieu.

D'après l'expérience, le rapport de l'effet utile au travail moteur est de 0,8 (Perronnet).

HOLLANDAISES.

183. Ce ne sont que des espèces de cuillers emmanchées et suspendues que l'on balance, et par ce mouvement elles se remplissent d'eau et jettent cette eau à une certaine hauteur.

Avec une hollandaise, un homme, pendant 8 heures de travail, peut élever $120^{m.c.c.}$ d'eau à un mètre, ou faire un travail utile de $120000^{k.m.}$.

ÉCOPES OU PELLES.

184. D'après M. le chef de bataillon du génie Radepont, un homme travaillant pendant 8 heures, peut élever $48^{m.c.c.}$ d'eau à un mètre, ou faire un travail utile de $48000^{k.m.}$

BAQUETAGE.

185. D'après Perronet, un homme peut élever $30^{m.c.c}$ d'eau à un mètre, ou faire un travail utile de $30000^{k.m.}$ en 8 heures.

Ces trois derniers moyens ne s'emploient ordinairement que quand on veut élever l'eau à une très petite hauteur.

PUITS ORDINAIRES AVEC CORDE ET POULIE.

186. Un homme, travaillant huit heures par jour, peut faire un travail de $77000^{k.m.}$

PUITS TRÈS PROFOND AVEC TREUIL A VOLANT ET A MANIVELLE.

187. Un homme travaillant 8 heures par jour, peut faire un travail de $170000^{k.m.}$. Ainsi, si le puits avait 40 mètres de profondeur, il pourrait élever dans ce temps $\frac{170000}{40} =$ 4250 kil., ou $4^{m.c.c.}$,25, et dans une heure $0^{m.c.c.}$,53.

J'ai vu à Montreuil-sur-Mer, vider une mare avec des seaux suspendus à des leviers dont le point d'appui se trouvait sur l'extrémité d'une perche verticale, l'autre extrémité des leviers étant chargée de manière à faire à peu près équilibre au seau plein, de sorte que les hommes ne faisaient presque pas d'effort pour les soulever. Deux hommes étaient employés, ayant chacun un seau; ils ne travaillaient de suite que pendant une demi-lieure, et étaient remplacés au bout de ce temps par deux autres. Le volume d'eau élevé chaque fois par un seau était de $0^{m.c.c.},0178$; ils élevaient ensemble 20 seaux dans une minute, ce qui faisait un volume de $0^{m.c.c.},356$ dans ce temps, et à la hauteur de $1^{m},70$, l'effet utile était donc dans une minute de $1,70 \times 356 = 605^{k.m.}$; ou $10^{k.m.}$ par seconde pour deux hommes, ou $5^{k.m.}$ par homme.

Dans un autre moment, les seaux ont été élevés 24 fois par minute à la hauteur de $1^{m},45$; l'effet utile était donc $24 \times 0,0178 \times 1000 \times 1,45 = 619^{k.m.}$, et $10^{k.m.},31$ par $1''$ pour deux hommes, ou $5^{k.m.},15$ pour un homme.

MACHINES MUES PAR LE VENT.

188. On se sert ordinairement du vent pour mettre en mouvement des moulins à farine, à huile, à tan, à scier le bois, et des machines destinées à élever les eaux.

Ce moteur, en exerçant son action sur quatre ailes fixées sur autant de bras montés sur un arbre A B incliné suivant la direction du vent, imprime un mouvement de rotation à cet arbre qui le transmet, à l'aide d'un rouet qui y est fixé, aux autres parties de la machine et par suite à l'outil. (*Fig.* 126.)

Dans les pays de plaine, la direction du vent fait avec l'horizon un angle d'environ 8 à 15°. On donne cette inclinaison à l'arbre qui porte les ailes afin qu'elles reçoivent l'impulsion du vent; on tourne l'arbre du côté du vent à

l'aide d'un levier qui fait tourner la charpente, ou par tout autre moyen. L'arbre étant placé ainsi, on conçoit que si les ailes se trouvaient dans un plan qui lui fût perpendiculaire, elles seraient seulement pressées par le vent; pour qu'elles puissent tourner, il faut qu'elles soient toutes également inclinées et que celles qui sont opposées le soient dans des sens contraires par rapport au plan du mouvement.

Les ailes les plus avantageuses sont celles dites *à la hollandaise*; elles sont rectangulaires et présentent au vent une surface légèrement concave. Voici comment on les construit : on divise le rayon $a\,b$ de l'aile en 40 parties; on prend $a\,1$ égal à 10 de ces parties, et l'intervalle d'une latte à l'autre est de 6 de ces parties. La position des lattes est déterminée d'après le tableau ci-après. (*Fig.* 127.)

Numéros des éléments.	Angle fait avec l'axe.	Angle fait avec le plan du mouvement.
1	72°	18°
2	71°	19°
3	72°	18° au milieu de l'aile.
4	74°	16°
5	77°,5	12°,5
6	83°	7

La largeur de l'aile ne doit pas excéder le $\frac{1}{4}$ de la longueur; on lui donne ordinairement $\frac{1}{5}$ ou $\frac{1}{6}$.

Sméaton a encore trouvé par expérience 1°. que les ailes qui vont en s'élargissant vers leurs extrémités, sont plus avantageuses que les autres à dimensions égales. Elles ont la forme d'un trapèze dont $a'b' = \frac{1}{3}ab$, $bb' = \frac{1}{5}a'b'$, et $a'b = \frac{2}{5}a'b'$ (*Fig.* 128); 2°. que la vitesse à l'extrémité de l'aile doit être égale, pour obtenir le meilleur effet, à 2,6 ou 2,7 fois celle du vent; 3°. la quantité de travail transmise à chaque aile dans une seconde est exprimée par $Pv = 2{,}60 \times PV = 0{,}13.\,AV^{3\,k.m.}$, P étant l'effort à l'extrémité de l'aile et dans le sens du mouvement de rotation de cette extrémité, V la vitesse du vent en mètres, et A la surface d'une aile en mètres carrés. La vitesse du vent se mesure par le

chemin que parcourt la fumée, ou un corps léger quelconque, et encore, d'après Sméaton, on fait tourner le moulin à vide, c'est-à-dire qu'on désengrène, et on divise la vitesse de l'aile à son extrémité par 4, le quotient est la vitesse du vent. Ceci s'applique aux ailes hollandaises et élargies.

La vitesse la plus convenable du vent pour le travail, paraît être celle de 6 à 7 mètres.

Calcul d'un moulin à scier le bois, existant en Hollande.

189. Il est représenté par les figures 125. Il fait marcher 24 lames de scie. Les ailes ont la forme que nous avons indiquée, et ont $13^{m.},64$ de long sur $2^{m.},11$ de large, par conséquent une surface de $13,64 \times 2,11 = 28^{m.c.},78 = A$.

En admettant une vitesse de 7 mètres, qu'on peut regarder comme celle qui répond à un bon vent frais, le travail moteur développé à l'extrémité des ailes, ou à la circonférence qu'elles décrivent, sera $P v = 0,13 \times A V^{3}$ k.m. $= 0,13 \times 28,78 \times (7)^3 = 1283^{k.m.},30$.

Le frottement est un peu plus fort dans ces moulins que dans ceux du nº 117 et suiv. En admettant que le travail perdu soit 2,50, le travail utile pv, on aura $PV = pv + 2,50\, pv$, d'où $pv = \frac{1283,30}{3,50} = 368^{k.m.},66$. Or, $43333^{k.m.}$ de travail utile répondent à $1^{m.c.}$ de bois dur scié dans 1'' (nº 119), donc les $368^{k.m.},66$ répondront à $0^{m.c.},0085$ dans le même temps, ce qui revient à $30^{m.c.},60$ dans une heure.

Si on veut établir un moulin à huile, on déterminera le travail utile comme dans le nº 142, et on y ajoutera le $\frac{1}{7}$ de ce travail pour avoir le travail moteur (d'après Coulomb). Ensuite, on se donnera la vitesse moyenne du vent dans le pays, ou V, et la formule donnera la surface A d'une aile.

Dans les moulins à huile de colza, pour broyer la graine, on emploie ordinairement 5 pilons de 10 pouces environ d'équarrissage et de 20 à 22 pieds de long. Ils sont armés

d'un sabot en fer de 50 à 60 livres; ils pèsent à peu près 1020 livres chacun, et pour desserrer les coins il y a deux autres pilons de même longueur, de 6 à 7 pouces d'équarrissage, qui ne pèsent environ que 500 livres. Les cames qui soulèvent ces pilons sont fixées à l'arbre qui porte le volant. Les pilons sont soulevés deux fois quand l'arbre fait un tour. En se donnant V, on doit avoir pour le maximum d'effet $v = 2,60 . V$; on aura donc le nombre de tours $n = \frac{60 \times v}{2 \pi R}$. Ces pilons sont élevés à un pied ½ de haut $= 0^{m},49$ environ. On a donc tout ce qu'il faut pour faire le calcul d'établissement d'un de ces moulins. Quand le vent le permet, les 5 forts pilons agissent ensemble, et seulement un des pilons qui desserrent.

Ces moulins fabriquent ordinairement 400 tonnes d'huile de 100 kil. chacune par an.

D'après M. Charles Dupin, il faut la même force pour moudre 1000 kil. de blé et pour fabriquer 3 ½ tonnes d'huile ou 350 kil. Nous savons ce que demandent de travail utile 1000 kil. de blé, et qu'il faut ⅕ du travail moteur pour le frottement, nous avons donc encore les données pour ce calcul.

En admettant que dans les moulins à farine il faille aussi le ⅕ du travail moteur pour le frottement, ce qui ne doit pas s'éloigner beaucoup de la vérité, on aurait $PV = pv + \frac{1}{5} PV$, ou $PV = \frac{5}{4} pv$; et comme nous savons trouver le travail utile pv pour moudre le blé, nous aurons le travail moteur PV, et par suite la surface de chaque aile A, d'après la vitesse du vent moyenne dans le pays où l'on voudrait établir le moulin.

Tableau A, *présentant les résultats des calculs des machines existantes calculées dans la deuxième partie, et les données nécessaires pour en établir d'autres.*

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
Papeterie de M. Delcambre, établie à Marasquel (Pas-de-Calais), mue par une roue de côté.	18 chevaux vapeurs.	200 environ.	$1000^{k.m.}$ répondent à $0^{k}{,}0139$ de chiffon broyé.	»	Les 6 cylindres que la roue fait marcher, broient $40^{k.},63$ de chiffon par heure, chaque cheval vapeur en broie $2^{k.},26$. Chaque cylindre en broie $6^{k.}77$ dans le même temps, et pour chaque cylindre il faut 3 chevaux vapeurs.	Avec la force d'un cheval vapeur on pourra broyer au moins $2^{k.},00$ de chiffon par heure quand la roue fera marcher plusieurs cylindres du poids de 8 à 900 kil., comme quand il n'y aura qu'un seul cylindre ou des cylindres du poids de 6 à 700 kil. $1000^{k.m}$ de travail utile répondent au moins à $0^{k.},012$ de chiffon broyé dans 1''; le travail perdu; quand il y a 2 engrenages pour chaque cylindre, est les $\frac{2}{5}$ du travail moteur, et les [illegible] du travail utile. Si on voulait ajouter un 3e engrenage à chaque cylindre, il faudrait encore augmenter le travail utile qu'on veut réaliser du 17e ou 18e du travail moteur. Chaque fort cylindre broie $6^{k.},77$ de chiffon par heure.
Papeterie de M. Fortous, établie à Jouques (Bouches-du-Rhône), mue par une roue à augets	$404^{k.m.},87$	129 environ.	$1000^{k.m.}$ répondent à $0^{k},0127$ de chiffon broyé.	Les $\frac{2}{5}$ du travail moteur et les $\frac{2}{5}$ du travail utile.	Avec la force d'un cheval vapeur on broie $2^{k.},06$ dans une heure. Il n'y a qu'un fort cylindre.	
Papeterie de M. Bournat, établie à Jouques (Bouches-du-Rhône), mue par une roue à augets.	638,49	180 environ	»	»	Il y a 2 cylindres, dont l'un pèse 840 kil. et l'autre 640. Avec la force d'un cheval vapeur on peut broyer $2^{k.},37$ de chiffon dans une heure.	
Papeterie à cylindres de M. Gond, mue par une roue à augets.	542,00	170 environ.	$1000^{k.m}$ répondent à $0^{k.},013$ de chiffon broyé.	Les $\frac{2}{5}$ du travail moteur.	Il y a 2 cylindres, l'un qui pèse 800 kil. et l'autre 400.	

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
PAPETERIE à maillets de M. Gond, mue par une roue à augets.	k.m. 178,81	Chaque maillet bat environ 80 coups par minute.	»	Les $\frac{2}{5}$ environ du travail moteur, et les $\frac{2}{3}$ du travail utile.	Avec la force d'un cheval vapeur on peut broyer 0k.,70 de chiffon, ce qui démontre que 15 pilons ne font que le $\frac{1}{5}$ environ de l'ouvrage que l'on obtient avec un cylindre.	Avec la force d'un cheval vapeur on peut faire marcher 6 maillets, battant chacun 80 coups par minute.
MACHINE à papier continu de M. Delcambre, mue par une roue de côté.	312,41	»	»	»	Cette machine fait moyennement 27 kil. de papier pour journal par heure, chaque cheval vapeur en fait 6k.,49.	Il faut à peu près 5 cylindres pour alimenter une machine à papier continu, de la force de celle de M. Delcambre.
MACHINE à papier continu de M. Marquieu, à Vizille (Isère), mue par une roue à augets.	100,93	»	»	»	8k.,16 de papier à lettre par heure, ce qui revient à 6k.,04 par cheval vapeur.	Avec la force d'un cheval vapeur on peut faire 6k.,50 de papier ordinaire.
SCIERIES POUR LE BOIS.						
SCIERIE de Volone (Basses-Alpes), à mouvement alternatif, mue par une petite roue de côté.	262,23	85	»	»	Dans une heure, avec la force d'un cheval vapeur, on peut scier 1m.c.,88 environ de bois de chêne, dans un travail continu.	On peut dans une scierie bien établie, obtenir 3m.c. de bois blanc par force de cheval vapeur, par heure et dans un travail continu. L'ouvrage se réduit aux $\frac{2}{3}$ quand on prend en considération le temps que demande la pose du bois. Quand on scie du bois de chêne l'ouvrage fait est à peu près le $\frac{1}{4}$ en moins.
SCIERIE de Laroche (Basses-Alpes), à mouvement alternatif, mue par une petite roue de côté.	148,50	85	»	»	Avec la force d'un cheval vapeur on peut scier dans une heure 2m.c.,26 de bois blanc, ou 1m.c.,84 de bois dur dans un travail continu.	

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
SCIERIE de M. Hénocque, à mouvement alternatif, à Abbeville (Somme), mue par une roue de côté.	k.m. 220,38	137	»	»	Avec la force d'un cheval vapeur on peut scier dans une heure $3^{m.c.},06$ de bois de sapin dans un travail continu.	(La dernière observation d'autre part comprend cette usine.)
Idem, à mouvement circulaire.	220,38	314	»	»	$5^{m.c.}$ de bois de sapin par force de cheval vapeur.	Comme ci-contre
SCIERIES POUR LE MARBRE.						
SCIERIE pour le marbre à mouvement alternatif, près Marquise (Pas-de-Calais), appartenant à M. Gandy, mue par une roue à augets.	603,42	40 à 41	»	»	$2^{m.c.},65$ de marbre de dureté moyenne dans 24 heures et par force de cheval vapeur.	$2^{m.c.},50$ de marbre de dureté moyenne par force de cheval vapeur dans 24 h.
SCIERIE de M. Delaroche, à Vizille (Isère), mue par une roue à augets.	181,95	28 à 29	»	»	$2^{m.c.},32$ de marbre de dureté moyenne dans 24 heures, par force de cheval vapeur.	
MOULIN A POUDRE.	»	60 envir.	»	D'après Navier le travail perdu est le $\frac{2}{3}$ du travail moteur quand les pilons ont des mentonets, et le $\frac{2}{5}$ du même travail quand le pilon est soulevé dans le sens de la verticale passant par son centre de gravité.	Dans la poudrière de Saint-Chamas les pilons pèsent 40 kil. chacun, et sont soulevés de $0^{m.},40$. Ils battent 55 coups par minute. La durée du battage est de 11 heures y compris le temps qu'il faut pour les rechanges. La quantité de matière battue dans chaque mortier est de 10 kil. Le charbon est pulvérisé dans des tonnes.	On verra le n°. 122 pour la détermination du travail utile.

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
MOULIN à tan de M. Bournat, mû par une roue horizontale, à Fouques (Bouches-du-Rhône).	k.m. 101,84	22	»	»	Avec cette force on broie 40 kil. d'écorce de chêne-vert dans une heure, et 60 kil. d'écorce blanche.	Comme ci-contre.
MOULIN à garance, établi à Avignon (Vaucluse), mû par une roue en dessous, à palettes planes.	441,46	20 à 21	»	»	Avec cette force 3 meules étaient mises en mouvement, chaque meule broie 200 à 240 kil. de bois de garance en 24 heures.	On aura une force plus que suffisante pour produire l'ouvrage ci-contre, en comptant 2 chevaux vapeurs par pierre du poids de 1000 à 1500 kil.
MOULIN à huile de noix et d'olive, situé sur le Jabron (Basses-Alpes), mû par une roue horizontale.	144,13	11	»	»	Avec cette force le moulin fait à peu près 220 kil. d'huile de noix en 24 heures.	On peut compter sur 2 chevaux vapeurs par meule, et 1 cheval ½ à 2 chevaux vapeurs pour les cylindres à concasser les graines, et la presse à coin.
MOULIN à huile de navette, à Marseille, appartenant à M. Guindre, mû par la vapeur.	556,64	10 à 11	»	»	On pourrait faire 1600 kil. d'huile.	
PIERRE à gruau, dans la vallée de Mézien (Basses-Alpes), mue par une roue horizontale.	61,33	52	»	»	Avec cette force on peut nettoyer 3,60 panaux d'orge dans une heure, ou 5 panaux d'épeautre, ou 4,50 de blé. Il y a 10 panaux dans une charge de blé, et cette charge pèse 125 kil.	Environ un cheval vapeur pour produire l'effet ci-contre.

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
MOULINS A FARINE.						
MOULIN à farine de M. de Barlet, à Sisteron (Basses-Alpes), mû par une roue horizontale.	k.m. 488,96	80	1000k.m. de travail utile répondent à 0k.,249 de blé moulu dans 1″.	Les 0,071 du travail utile ou un peu plus du 14e.	Avec la force d'un cheval vapeur on peut moudre 62k.,88 de blé dans une heure, mouture à la grosse.	
MOULIN à farine de Pertuis (Vaucluse), mû par une roue horizontale.	669,47	90	1000k.m. de travail utile répondent à 0k.,218 de blé moulu dans 1″.	Les 0,061 du travail utile ou un peu plus du 16e.	Avec la force d'un cheval vapeur on peut moudre 56k.,05 de blé dans une heure, mouture à la grosse.	Ou peut prendre dans les applications, et pour la mouture à la grosse, 1000k.m. de travail utile pour 0k.,20 du blé moulu dans 1″, $\frac{1}{14}$ du travail utile pour les frottemens quand il n'y a pas d'engrenage, $\frac{1}{10}$ quand il n'y a qu'un engrenage, $\frac{1}{8}$ quand il y en a 2; et à peu près le travail utile quand les frottements sont multipliés comme dans les moulins à l'anglaise.
AUTRE MOULIN à farine de M. de Barlet, à Sisteron (Basses-Alpes), mû par une roue horizontale.	564,07	83	1000k.m. de travail utile répondent à 0k.,216 de blé moulu dans 1″.	Les 0,066 du travail utile, environ le 15e.	Avec la force d'un cheval vapeur on pourra moudre 54k.,85 de blé dans une heure, mouture à la grosse.	
MOULIN de M. Névière, près Sisteron (Basses-Alpes), mû par une roue horizontale.	290,19	81	1000k.m. de travail utile répondent à 0k.,25 de blé moulu dans 1″.	Le 10e environ du travail utile.	Avec la force d'un cheval vapeur on pourra moudre 61k.,50 de blé dans une heure.	
MOULIN à farine dit à l'anglaise, à Vadney (Marne), mû par une turbine de M. Fourneyron.	1048,32	110	»	»	80 hectolitres en 24 heures, l'hectolitre pesant 77 kil. environ.	
MOULIN à farine de M. Marliani, établi à Marseille (Bouches-du-Rhône), mû par la vapeur.	1496,00	110 à 120	»	»	Moyennement 70 charges de 125 kil. ou 8750 kil., ce qui fait 114 hectolitres si on le supposait comme ci-dessus de 77 kil.	

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
FILATURE de coton de M. Meiffren, près Sisteron (Basses-Alpes), mue par une roue à augets.	k.m. 641,93	Les tambours font 26 à 30 tours par minute.	»	»	Coton n° 20. un cheval vapeur fait marcher 351 broches.	
Autre calcul de cette filature fait un an après.	252,42	»	»	»	Coton n° 20. 358 broches par cheval vapeur.	Il convient, dans les applications, de baser le calcul sur 450 broches par force de cheval vapeur, coton n° 20.
FILATURE de coton de M. Olive, mue par la vapeur.	ch. vap. 9,97	»	»	»	455 broches pour coton n° 20, par force de cheval vapeur.	
FILATURE de coton de M. Honorat, mue par la vapeur.	8,78	»	»	»	433 broches pour coton n° 20, par force de cheval vapeur.	
FILATURE de lin de M. Claustre, à Beaurin-le-Château (Pas-de-Calais), mue par une roue en dessous, à palettes planes.	k.m. 607,00	Les tambours font 30 tours par minute.	»	»	Fil n° 8, 87 broches par cheval vapeur.	Ce résultat n'est pas assez concluant, et doit être regardé comme le minimum; quoique les frottemens soient grands et que les broches soient très fortes, un cheval vapeur doit faire marcher plus de broches.
FILATURE de laine peignée de M. Julion, à Snippes (Marne), mue par une roue en dessous à palettes planes.	143,78	L'arbre des tambours fait environ 35 révolutions par minute.	»	»	Fil pour trame et chaîne des n°s 50 à 60. 500 et quelques broches par force de cheval vapeur.	450 broches par cheval vapeur pour filer les n°s 50 et 60.
MANUFACTURE royale de drap d'Abbeville (Somme), mue par la vapeur.	11352,97	»	»	»	30 à 35 draps par semaine quand tout est en activité; le drap est de 38 à 40 aunes, l'aune est de 120 centimètres de long, et a 146 centimètres de large quand il est décati.	

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
FOULON de M. Gombert, près Sisteron (Basses-Alpes), mû par une roue à augets.	k.m. 119,83	60 coups par minute.	»	A peu près le $\frac{1}{3}$ du travail utile.	Il y a 2 maillets qui foulent 58,47 mètres courants de tissu de laine d'un mètre de large, en 24 heur.	On comptera sur environ 2 chevaux vapeurs pour faire l'ouvrage ci-contre.
BOCCARD de Bayard-sur-Marne, mû par une roue à palettes planes en dessous.	On calculera le travail utile comme dans le n° 141, et on y ajoutera le $\frac{1}{3}$ de ce travail pour les résistances nuisibles.	»	»	A peu près le $\frac{1}{3}$ du travail utile.	»	Les pilons doivent être levés 30 à 40 fois par minute.
PATOUILLET de M. Petit Guyot, établi à Bley (Haute-Saône), mû par une roue à augets. Il y en a deux de même force.	k.m. 273,98	»	»	»	Quand la mine est riche on lave 700 pieds cubes de minerai prêts à mettre au fourneau, dans un jour de travail de 10 heures. Le pied cube pèse moyennement 58 kil. Quand le minerai est riche, 27 pieds cubes de minerai avec la terre ont produit 11 pieds cubes, prêts à mettre au fourneau. Quand le minerai est pauvre le produit n'est que la moitié environ.	On peut compter sur environ 180 pieds cubes par cheval vapeur. On fera faire aux patouillets 10 à 15 tours par minute.
PATOUILLET de Mme Dornier (Haute-Saône), mû par une roue de côté.	179,31	»	»	»	On lave par jour de 10 heures. 344 pieds cubes de minerai, prêts à mettre au fourneau.	
CALCUL du soufflet à piston des forges de Mme Dornier, près Pesmes (Haute-Saône), mû par une roue de côté.	k.m. 690,83 ch.vap. = 9,21	»	»	»	Il alimente la combustion d'un haut fourneau au charbon de bois, qui a 24 pieds de haut, 2 pieds de diamètre au gueulard, 8 pieds au ventre, et 20 pouces au creuset sur la sole.	»

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
CALCUL du soufflet à piston des forges de M. Petit-Guyot, mû par une machine à vapeur (Haute-Saône).	k.m. 427,44 ch. vap. = 5,70	»	»		Il alimente la combustion d'un haut fourneau au charbon de bois, de 25 pieds 4 pouces de haut, 26 pouces de diamètre au gueulard, 6 pieds 10 pouces au ventre, et 22 pouces au creuset sur la sole.	
CALCUL d'une aguardelle, établie au Val-Suzon (Côte-d'Or), qui alimente un haut fourneau au charbon de bois, mue par une roue à augets.	k.m. 141,20 ch. vap. = 1,88	»	»	»	Elle fournit 800 pieds cubes d'air par minute; on ignore la pression de cet air.	
MARTINET de forge de la vallée de Mésieh (Basses-Alpes), mû par une roue à augets.	k.m. 361,44	»	»	»	Le poids de la tête pèse 40 kil., il bat 216 coups par minute.	On peut établir ces petits martinets dont les têtes pèsent de 40 à 100 kil., les premiers battant plus de 200 coups par minute, et les autres un peu plus de 100 coups, avec une force de 5 à 6 chevaux vapeurs. *Nota.* La longueur des manches est d'environ de 3m.; la hurasse est placée au $\frac{1}{3}$ de la longueur, on [illegible] $\frac{1}{4}$ lorsqu'on veut obtenir une plus grande vitesse. On les fait en bois de chêne, de charme ou de hêtre. La levée est de 0m.,24 à 0m.,27. Généralement la tête pèse environ 100 kil., et bat de 100 à 140 coups par minute.
MARTINET établi à Vols, près Manosque (Basses-Alpes), mû par une roue de côté.	155,42	»			Le poids de la tête est de 100 k., et bat 108 coups par minute.	

USINES MUES PAR L'EAU OU PAR LA VAPEUR.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
MARTEAU de forge de Mme Bornier, près Pesmes (Haute-Saône), mû par une roue en dessous à palettes planes.	k.m. 1029,68 ch.vap. = 13,73	»	»		La tête pèse 370 kil., et bat 100 coups par minute.	Avec une force de 14 à 16 chevaux vapeurs, on peut établir ces gros marteaux. *Nota.* Dans les forges françaises ces marteaux pèsent de 300 à 370 kil. La levée est ordinairement de 0m,60 environ. Les manches sont en bois de hêtre, ou de charme, ou de chêne, et ont 0m,30 de diamètre environ, et 4 mètres de long. La hurasse est placée aux $\frac{1}{3}$ à partir de la tête. Ils battent généralement de 90 à 100 coups par minute.
MARTEAU de forge de M. Sirodot, à Bèze (Côte-d'Or), mû par une roue à augets.	k.m. 1201,64 ch.vap. = 16,00 environ.	»	»	» »	La tête pèse 360 kil., et bat 136 coups dans 1 minute.	
LAMINOIR pour le cuivre et le plomb, établi à Vedènes (Vaucluse), mû par une roue à la Poncelet.	k.m. 2255,61 ch.vap. = 30,08 environ.	»				Pour la tôle mince, on donnera aux laminoirs une force de 15 à 20 chevaux, et on leur fera faire 40 tours par minute. Pour la tôle moyenne, on leur donnera une force de 25 à 30 chevaux, en leur faisant faire 25 à 30 tours. Pour la tôle forte, on leur donnera une force de 40 à 45 chevaux, et on leur fera faire 20 tours. Ces données sont dues à M. Walter.
LAMINOIR pour la tôle de fer, de M. Sirodot, à Bèze (Côte-d'Or), mû par une roue de côté.	k.m. 2414,72 ch.vap. = 32,20	»			D'après M. Sirodot fils, 1000 à 1100 kil. de fer en barre, de 5 pouces de large sur un pouce d'épaisseur, sont réduits en feuilles de 1 à 3 pieds de large, et de $\frac{1}{2}$ de ligne à $\frac{1}{3}$ d'épaisseur, dans 24 heures quand le travail est continu.	On prendra une force de 30 et quelques chevaux pour 2 équipages de laminoirs canelés.

USINES MUES PAR DES HOMMES OU PAR DES CHEVAUX.						
DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
FILATURE de coton mue par 3 chevaux allant au pas, établie à Marseille (Bouches-du-Rhône).	k.m. 121,05	»	»	»	3 métiers de 216 broches, et leurs métiers alimentaires.	
FILATURE de laine peignée mue par 2 chevaux travaillant fort, et développant un travail mécanique sur la barre du manége, estimé à celui que développeraient 3 chevaux ordinaires.	121,50	»	»	»	Tous les métiers à préparation fournissent à 1600 broches filant de la laine nos 50 à 60.	
MOULIN à farine mû par 2 chevaux allant au trot.	120,00	»	»	»	75k.,60 de blé moulu dans une heure.	
MACHINE employée dans la fabrication du sucre de betterave, à Ecuir (Pas-de-Calais), mue par 4 chevaux ordinaires allant au pas.	162,00	»	»	»	Fait marcher la râpe, les poussoirs, le cylindre laveur, et une pompe aspirante et foulante.	
MACHINE à battre le blé appartenant à M. de la Houplière, près Montreuil-sur-mer (Pas-de-Calais), mue par 4 chevaux ordinaires allant au pas.	162,00	»	»	»	2100 kil. de blé battu dans 6 heures au maximum.	
SCIES pour le marbre, mues par des hommes.	Un scieur à bras travaillant 10 heures par jour.	»	»	»	0m.c.,262 de marbre de dureté moyenne.	

USINES MUES PAR DES HOMMES OU PAR DES CHEVAUX.

DÉSIGNATION des USINES.	TRAVAIL moteur dépensé dans une seconde.	NOMBRE de tours ou d'oscillations par minute.	OUVRAGE qui répond à 1000 k. m. de travail utile dans une seconde.	TRAVAIL perdu par les résistances nuisibles.	OUVRAGE FAIT.	DONNÉES qui doivent servir de base à l'établissement des différentes usines.
DEUX PATOUILLETS mus par 4 chevaux allant au pas.	k.m. 162,00	»	»	»	Ils lavent ensemble 400 pieds cubes de minerai, tout prêt à mettre au fourneau en 10 à 11 heures; le pied cube pèse 58 kil.	

MACHINES MUES PAR LE VENT.

MOULIN à scier le bois existant en Hollande.	k.m. 1283,30	»	»	»	30m.c.,60 de bois dur scié par heure.	

MACHINES A ÉLEVER LES EAUX.

DÉSIGNATION des MACHINES.	RAPPORT de L'EFFET UTILE au TRAVAIL MOTEUR.	EFFET UTILE.	OBSERVATIONS.
Pompes ordinaires	0,525	»	
Roues à godets	0,65	»	
Chapelets inclinés	0,38	»	
Chapelets verticaux	0,67	»	
Vis d'Archimède	0,75	»	
Bélier hydraulique	»	»	Voir le tableau P.
Machine à colonne d'eau de Reichebach	0,50	»	
Pompe spirale	0,50 au moins d'après la théorie.	»	
Tympan des anciens	0,60	k.m. »	
Hollandaises	»	120000 en 8 heures.	
Écopes ou pelles	»	48000 *id.*	
Baquetage	»	30000 *id.*	
Puits ordinaire avec corde et poulie.	»	77000 *id.*	
Puits très profond avec treuil à volant et à manivelle	»	170000 *id.*	

TROISIÈME PARTIE.

CALCULS RELATIFS A L'ÉTABLISSEMENT DES MACHINES.

190. Le tableau A qui termine la seconde partie, nous fait connaître dans un grand nombre de cas la quantité de travail mécanique que nous avons exprimée par P.V, qu'il faudrait transmettre à un récepteur pour faire un certain ouvrage, et par suite, en faisant usage des formules, il nous est facile de déterminer le volume d'eau ou de vapeur qui doit être dépensé dans une seconde d'après une chute d'eau ou tension de vapeur donnée, et la surface d'une aile de moulin dont on a besoin pour produire l'effet demandé.

Si la machine devait être mue par des animaux, on en trouverait le nombre qu'il faudrait employer en divisant le travail moteur qui doit être développé dans une seconde sur une barre de manége ou sur une manivelle, par le travail que peut dépenser moyennement et dans le même temps l'animal dont on voudrait se servir, ce que fait connaître le tableau L.

Ceci suppose que les machines à établir sont composées comme celles que nous avons calculées. Si nous voulions y apporter quelques changements; augmenter ou diminuer les engrenages, par exemple, il faudrait calculer le travail du frottement auquel donnerait lieu l'augmentation ou la diminution de ces engrenages.

Le volume d'eau qui doit s'écouler dans une seconde pour faire un ouvrage déterminé étant connu, ainsi que le volume de vapeur, s'il s'agit d'une machine à vapeur, il faut compléter tous les calculs qui concernent l'établissement à

faire ; c'est-à-dire que dans les machines hydrauliques il faut calculer les dimensions des palettes qui doivent éprouver le choc de l'eau, ou les dimensions des augets qui doivent recevoir la dépense, les dimensions du canal qui doit fournir cette dépense, l'épaisseur à donner aux tourillons pour résister à la torsion et à la flexion, le rapport qui doit exister entre les diamètres des différents rouages d'après la vitesse de la roue et celle de l'outil, en un mot, il faut faire tous les calculs nécessaires pour donner à la machine la solidité et le mouvement convenables et assurer la dépense d'eau. Dans le cas des machines à vapeur, il faut, quand on a le volume de vapeur, trouver la quantité de houille qui doit la produire, les dimensions à donner aux cylindres, aux pompes, aux condenseurs, aux tuyaux conducteurs ; celles des chaudières, grilles, cheminées, etc. Nous entrerons dans tous ces détails dans chaque espèce d'établissement, en traçant, avant tout, la marche à suivre dans chaque cas pour pouvoir arriver à la connaissance des différentes valeurs nécessaires. Commençons par l'établissement des machines mues par l'eau.

ÉTABLISSEMENT DES MACHINES HYDRAULIQUES.

191. *Hauteur de chute.* — Il est important, quand on veut établir une usine, de déterminer bien exactement la hauteur de chute dont on peut disposer, puisque le travail de l'eau en dépend. Si on voulait, par exemple, prendre l'eau à un certain point d'une rivière, pour la conduire à un bâtiment où l'on voudrait établir l'usine, il faudrait trouver exactement la différence du niveau du point de la prise et celui où l'eau du canal rentre dans la rivière, en défalquer la pente que l'on peut donner au canal entre ces deux points, et celle qu'on doit donner pour que l'écoulement de l'eau se fasse de manière à ne pas gêner le mouvement de la roue motrice lorsqu'elle a agi sur elle. Ces deux pentes doivent

être les plus faibles possible, parce qu'elles sont toujours au détriment de la hauteur de chute. Elles doivent être déterminées d'après les règles données.

192. *Roues à employer suivant le cas.* — La roue à employer doit dépendre de la chute dont on peut disposer, de la dépense d'eau et de la vitesse qu'on veut donner à la roue. Les roues en dessous, à palettes planes, rendent moins que toutes les autres; on ne les emploie encore, dans certains endroits, que parce que les ouvriers qui s'y trouvent ne savent pas en construire d'autres et que leur construction est simple. Dans les Basses-Alpes, par exemple, on n'avait jamais construit, jusqu'en 1835, que des roues en dessous et des roues horizontales, et l'on s'imaginait qu'il n'y en avait pas de meilleures; ce n'est que depuis cette époque qu'on a établi la première roue de côté, et certainement on ne croyait pas au produit annoncé, et qui a été complétement confirmé par l'expérience. Le travail des roues en dessous, à palettes planes, n'est que le $\frac{1}{5}$ et quelquefois le $\frac{1}{10}$ du travail absolu de la chute, c'est-à-dire que si la dépense d'eau par seconde est de $0^{m.c.c.},50$, et qu'on ait une chute de $3^{m.}$, par conséquent un travail de $0^{m.c.c.},50 \times 1000^{k.} \times 3^{m.} = 1500^{k.m.}$, on ne peut guère compter que sur $300^{k.m.}$ au plus, attendu que la vitesse d'arrivée d'eau sur la roue n'est pas due à la chute réelle à cause des contractions et frottements, ce qui réduit d'abord le travail absolu aux $\frac{2}{3}$ à peu près. Ce dernier travail, ainsi réduit, est ce qu'on nomme travail disponible. Ensuite on estime que la roue la mieux établie ne rend que les $\frac{3}{10}$ du travail disponible; elle ne rendrait donc que les $\frac{3}{15}$ des $\frac{2}{3}$ du travail absolu, ou le $\frac{1}{5}$, comme nous l'avons dit, du travail absolu. Ces roues peuvent aller très vite sans que leur effet utile maximum en souffre, ce qui dispense d'employer des engrenages dans certains cas.

Les roues en dessous, à palettes courbes, rendent plus du double de ce que donnent les roues à palettes planes et

en dessous. Elles ont l'avantage de pouvoir aller très vite sans nuire au maximum d'effet; elles conviennent surtout pour les petites chutes de $1^{m},50$ et au-dessous avec de fortes dépenses d'eau, et peuvent être noyées jusqu'au moins à la hauteur de la couronne. L'effet utile total de cette roue, c'est-à-dire celui que donne la formule, serait diminué si elle marchait avec une vitesse sensiblement moindre que celle qui a été déterminée pour le maximum d'effet (n° 108).

Les roues horizontales mues par le choc ne conviennent que pour les chutes assez grandes. Elles peuvent aller très vite; et d'après tous nos calculs, le travail utile ou celui qui fait l'ouvrage, est environ le $\frac{1}{3}$ du travail absolu, ou celui qui est dû à la chute totale. Les roues horizontales mues par la pression de l'eau seraient préférables. Ces roues sont simples, coûtent fort peu, sont légères, et donnent lieu par conséquent à un faible frottement au pivot de leur axe.

Les turbines de M. Fourneyron peuvent marcher quand elles sont complétement noyées; elles sont légères comme les roues horizontales; leur vitesse peut varier sans nuire au maximum d'effet d'une manière sensible; elles peuvent être employées pour les grandes et les petites chutes; l'effet utile mesuré par le frein est les $0,70$ du travail absolu.

D'après les expériences de M. Morin, les roues de côté rendent en effet utile, c'est-à-dire celui qui est donné par la formule, les $0,70$ à $0,75$ du travail absolu. Elles conviennent surtout aux chutes de $1^{m},30$ à $2^{m},50$. Leur rayon doit être au moins égal à la hauteur de la chute. Cette condition remplie, la grandeur de la roue ne paraît pas avoir d'influence sensible sur l'effet.

Les roues à augets, toujours par suite des mêmes expériences, rendent en effet utile les $0,70$ du travail absolu du moteur. Elles conviennent surtout pour les chutes au-dessus de 3^{m}; elles ont, comme les roues de côté, l'avantage de marcher à des vitesses différentes sans nuire au maximum d'effet.

Les roues pendantes sont aussi à palettes planes; mais en général elles ont des dimensions plus grandes que celles des roues en dessous, parce qu'elles sont employées aux moulins établis sur bateaux, ou sur des rivières dont le courant n'a jamais une bien grande vitesse.

193. *Détails sur chaque espèce de roue.* — On donne généralement aux palettes planes des roues verticales en dessous $0^m,30$ à $0^m,40$ de largeur dans le sens du rayon; on les écarte aussi de $0^m,30$ à $0^m,40$ à la circonférence extérieure; leur longueur varie avec la force qu'on veut donner à la roue.

L'épaisseur de l'eau dans le bas du coursier ne doit être que du $\frac{1}{4}$ au $\frac{1}{5}$ de la hauteur des aubes. Le jeu de la roue dans le coursier, au-dessous et sur les côtés, ne doit être que de $0^m,01$ à $0^m,02$. La pente du coursier varie de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{12}$ quand il est court. Quand on est forcé d'avoir un long coursier, la pente se détermine au moyen des formules données. Il doit être établi, ainsi que la vanne, comme on l'indique dans la première partie. La section d'eau dans le canal doit être très grande, par rapport à l'ouverture de la vanne.

On pratique, un peu en aval de la verticale passant par le centre de la roue, un ressaut de $0^m,20$ à $0^m,25$ pour faciliter le dégorgement de l'eau. Quand on le peut, on donne au canal de fuite une largeur plus grande que celle du coursier sous la roue.

Lorsque le coursier est établi comme le n° 75 l'indique, c'est-à-dire quand il n'est pas trop long et qu'on a évité les contractions intérieures, la vitesse de l'eau, à la sortie de la vanne, n'est pas sensiblement altérée, et est par conséquent donnée par la formule $\sqrt{2gH}$, H étant la hauteur de l'eau au-dessus du centre de l'orifice.

La roue en dessous à palettes courbes, se compose de deux couronnes, de 6 bras, et d'aubes cylindriques qui se

raccordent presque tangentiellement à la circonférence extérieure abc, pour éviter le choc à l'eau de l'entrée. Le nombre des aubes varie avec le volume d'eau admis sur la roue et avec le rayon de celle-ci. On donne au moins 36 aubes aux roues de 3 à 4 mètres, et au moins 48 aux roues de 6 à 7 mètres. Voici comment se fait le tracé des aubes. (*Fig.* 129).

Pour tracer les aubes, on mène du point m de l'orifice, une parallèle au fond du coursier, et au point de rencontre u avec la circonférence extérieure des couronnes, on élève la perpendiculaire no qui va rencontrer la circonférence intérieure $a'b'c'$ en o. Du point o comme centre, on décrit l'arc np tangent à mn, qui est le profil de la courbe. Il faut toujours avoir l'attention que l'arc de cercle np coupe perpendiculairement la couronne intérieure. On prendrait le point o au-dessous de $a'b'c'$ si les couronnes étaient très larges, et au-dessus si elles l'étaient peu, afin de ne pas avoir de courbes trop étendues.

Pour que l'eau ne puisse pas s'élever au-dessus des couronnes, on leur donne une largeur de $\frac{1}{4}$ au moins de la charge d'eau.

On évitera les contractions latérales et celles du fond du coursier en prenant les précautions indiquées dans le n° 75. Le fond du coursier A B est plan et dirigé tangentiellement aux couronnes, sa pente est de $\frac{1}{10}$ au $\frac{1}{12}$ au plus. A partir de B le fond est cylindrique et emboîte la roue exactement; on laisse seulement le jeu nécessaire qui est de $0^{m},01$ pour une roue en fer, et de $0^{m},02$ pour une roue en bois dont l'exécution n'est jamais parfaite. La longueur B C du fond cylindrique surpasse de 5 à 6 centimètres l'intervalle entre deux aubes voisines, de manière qu'il y a toujours une aube au moins emboîtée dans cette partie qui empêche le fluide de s'en échapper librement. En C il y a un ressaut qui permet à l'eau de sortir plus vite. L'arête c de ce ressaut doit être au niveau du fluide du canal D E qui sert à évacuer les eaux.

et dont les dimensions doivent être données de manière à faciliter l'écoulement des eaux, sans que pour cela il y ait une pente qui sorte des limites indiquées. (*Fig.* 120).

On donne à la largeur de la partie antérieure du coursier, un peu moins que celle des aubes ou de l'intervalle des couronnes, afin que l'eau n'aille pas rencontrer leur épaisseur. Cette différence doit être de 0m,03 de chaque côté. On entaille aussi les joues latérales du coursier pour que les couronnes puissent se mouvoir.

Il est important, dans les roues horizontales, que l'eau frappe perpendiculairement les palettes pour que la force ne soit pas décomposée (n° 108). Généralement l'angle α que forme la direction de la palette avec l'horizontale $m\,n$ (*Fig.* 75), est de 70 à 72°. L'ouverture de la buse par où l'eau sort, a ordinairement une hauteur double environ de sa largeur, pour que l'eau frappe 3 ou 4 palettes à la fois. La partie de la palette qui reçoit le choc de l'eau est creuse; elle a une longueur d'un pied environ, et une largeur de 6 à 7 pouces. Les palettes sont très rapprochées, et la roue, qui a de 5 à 6 pieds de diamètre, fait environ 80 tours par minute.

Dans les roues de côté, le jeu est aussi de 0m,01 à 0m,02 au fond et sur les côtés. On ferme l'intervalle entre les aubes vers la circonférence intérieure, pour éviter encore les fuites d'eau; mais on laisse entre ce fond et l'aube précédente, un jour de 0m,04 à 0m,08, pour que l'air puisse s'échapper à mesure que l'eau pénètre dans les aubes. On espace aussi les palettes de 0m,30 à 0m,40 à la circonférence extérieure, et on leur donne les mêmes dimensions dans le sens du rayon.

Dans les roues à augets, l'écartement des augets à la circonférence extérieure sera aussi de 0m,30 à 0m,40; les couronnes auront, dans le sens du rayon, une largeur égale à cet écartement. La circonférence extérieure de la roue ayant été divisée par 0m,30, 0m,35 ou 0m,40, on aura le nombre des augets; par les points de division a, b, c.... on mène des

rayons, et des points de rencontre b'', c'', d''.... de ces rayons avec la circonférence $a''b''c''k''$, intermédiaire aux deux circonférences qui terminent la jante de la roue, on mène les lignes $b''a$, $c''b$.... qui terminent les profils des augets $b'b''a$, $c'c''b$, etc. (*Fig.* 130 et 131).

Dans les roues pendantes, la hauteur des aubes ne doit pas être moindre de $0^{m},33$; ni plus grande que le $\frac{1}{4}$ du rayon de la roue. Leur nombre est ordinairement de 12; on pense qu'il vaudrait mieux les porter à 18 et même à 24.

194. *Volume d'eau nécessaire pour faire marcher une usine quand on s'est donné la chute.* — Quand on veut établir une usine, on doit se proposer d'obtenir certain ouvrage dans un temps donné; il faut donc transmettre à la roue motrice tout le travail mécanique nécessaire pour produire cet effet et pour vaincre les résistances nuisibles. La table A, comme nous l'avons déjà dit, nous donne le moyen de trouver la valeur de PV. D'après ce que nous avons dit sur les roues, on verra quelle est la roue à employer suivant la hauteur de chute dont on peut disposer, et la vitesse qu'il faudra donner à l'outil sans trop multiplier les engrenages. Cette roue étant choisie, les formules des roues donneront les dépenses d'eau. Ainsi, pour la roue en dessous, à palettes planes, la dépense sera donnée par

$E = \frac{PV^{m.c.c.}}{300\,H}$ (*b*) et $V = \frac{2}{5}v$. H étant la hauteur disponible, ou celle relative à la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue.

Pour les roues de coté, il conviendra d'employer l'orifice en déversoir, et la dépense sera donnée par

$$E = \frac{PV}{799\left\{h' + \frac{(v.\cos.\gamma - V)V}{g}\right\}},\ (c),\ \text{et } V = 0{,}50\,v,$$

jusqu'à $V = 0{,}70\,v$.

Pour les roues à augets, $E = \frac{PV}{780\,h' + 102\,(v.\cos.\gamma - V)\,V}$.

(d), et $V = 0,30\,v$, jusqu'à $V = 0,80\,v$, quand la roue est grande, et $V = 0,40\,v$, jusqu'à $V = 0,60\,v$, lorsque la roue est petite.

Pour les roues horizontales, mues par le choc, $E = \frac{3\,PV}{1000\,H}$, (e), et $V = \frac{v}{2.\sin.\alpha}$.

Pour les roues horizontales, à palettes courbes, $E = \frac{5\,PV}{4.1000\,E}$, (f), et $V = \frac{g.H}{\sin.\delta.\sqrt{2gh}}$.

Pour les roues pendantes, on a pour la surface de la palette qui plonge dans l'eau, $\Omega = \frac{54.g.PV}{4.k.1000\,v^3}$, (g), et en mettant les valeurs $g = 9,81$, $k = 2,50$; $\Omega = 0,053\,\frac{PV}{v^3}$ et $V = \frac{1}{3}v$.

Pour les roues à la Poncelet, $E = \frac{PV}{132,5\,(v - V)\,V}$, (h), pour des chutes de $1^{m},50$ et des ouvertures de vanne de $0^{m},08$ à $0^{m},12$, et $E = \frac{PV}{153\,(v - V)\,V}$, (h'), pour des chutes de $1^{m},30$ et au-dessous, et des ouvertures de vanne de $0^{m},20$ à $0^{m},30$. Dans ces deux cas $V = 0,55\,v$.

Pour les turbines de M. Fourneyron, le travail absolu $= \frac{PV}{0,7}$; on le divise par la hauteur de chute pour avoir le poids de l'eau et par suite la dépense E. D'après M. Fourneyron, la vitesse de la circonférence intérieure doit être au moins les 0,58 de celle de l'eau.

195. *Largeur des roues.* — A l'exception de la turbine, on égalera la dépense trouvée par les formules ci-dessus, à la quantité algébrique qui exprime cette dépense, d'où l'on déduira la largeur du déversoir ou de l'orifice de la vanne; on y ajoutera 8 à 10 centimètres, et on aura la largeur de la roue.

196. *Rayon des roues.* — On les déduira de $V = \frac{n \cdot 2\pi R}{60}$, V étant donné par la relation entre la vitesse de la roue et celle de l'eau.

Dans les turbines, le diamètre intérieur est donné, d'après le mémoire de Fourneyron, par

$$d = \sqrt{\frac{E}{0{,}196 \times 0{,}6 \sqrt{2gH}}}$$; l'orifice d'écoulement a une hauteur $e = 0{,}14\, d$, le diamètre extérieur de la roue $= \frac{100}{70} d$ pour les roues au-dessous de 2 mètres, et pour les roues plus grandes $= \frac{100}{80} d$, ou $\frac{100}{83} d$.

197. *Dimensions du canal.* — D'après la nature du terrain du fond du canal, le tableau du n° 79 donnera W ; la formule $W = 2v - \frac{v}{0{,}8}$ fera connaître la vitesse moyenne de l'eau v; la surface de la section transversale de l'eau dans le canal, sera donnée par $a = \frac{E}{v}$; la largeur du canal dans le fond, par $x = \frac{na - h^2}{n.h}$, h étant la hauteur de l'eau dans le canal qu'on se donnera, et si les côtés du canal sont inclinés au $\frac{1}{4}$, au $\frac{1}{5}$ ou au $\frac{1}{6}$, $n = 4$, ou $n = 5$, ou $n = 6$. Il sera ensuite facile de trouver le contour c, et la formule

$$\frac{H}{L} = \frac{v^2 - (0{,}0718)^2}{\frac{a}{c} \times (56{,}86)^2}$$ donnera la pente (n° 79).

Telle est la marche à suivre dans les applications. Nous allons éclaircir, par des exemples, tout ce que nous venons de dire.

APPLICATION A L'ÉTABLISSEMENT DES PAPETERIES.

198. On voudrait établir une papeterie à cylindres, dont le produit fût de 400 kil. de papier en 24 heures. On

demande quelle doit être la dépense d'eau pour faire cet ouvrage, les dimensions de la roue, celles du canal, les diamètres des rouets et des lanternes.

Supposons que nous ayons une chute moyenne de $7^{m},40$, et que le niveau de l'eau ne varie pas sensiblement; d'après le n° 192 nous emploierons une roue à augets.

Travail moteur. — D'après le tableau A, il faut $1000^{k.m.}$ de travail utile pour broyer $0^{k},012$ de chiffon dans une seconde. Or, l'on sait que pour faire 40 kil. de papier ordinaire, il faut environ 50 kil. de chiffons; pour en faire 400 kil. dans 24 heures, il en faudrait donc broyer 500 kil., ce qui revient à 0,00578 environ par seconde. Le travail utile se trouvera donc par la proportion $0,012 : 1000 :: 0,00578 : x = 481^{k.m.},67$. D'après le tableau A, le travail perdu par les frottements est les $\frac{2}{3}$ du travail utile, ou les $\frac{2}{3}$ de $481,67 = 321^{k.m.},11$; donc le travail moteur $PV = 481,67 + 321,11 = 802^{k.m.},78$.

Diamètre de la roue. — D'après les expériences de M. Morin, on peut donner une charge d'eau sur le seuil de l'orifice de la vanne, proportionnée à la hauteur de la chute totale, sans nuire sensiblement au maximum d'effet. Dans notre exemple, nous donnerons à cette charge d'eau $0^{m},90$, pour que ce fluide s'introduise facilement dans la roue. Pour des chutes moindres, on donnerait $0^{m},10$ de moins de charge d'eau pour une diminution d'un mètre dans la chute totale; par exemple, si nous ne nous étions donné qu'une chute de 5 mètres environ, la charge d'eau n'eût été que de 0,70 à peu près. Il faut donner au coursier ab'' le moins de longueur possible, pour éviter le frottement. Nous lui donnerons 1 mètre; et nous l'inclinerons au $\frac{1}{10}$, c'est-à-dire que $b''c'' = 0^{m},15$ il y aura donc depuis le niveau de l'eau jusqu'au point c, $0,90 + 0,10 = 1$ mètre. On laisse ordinairement très peu de jeu entre le dessus de la roue et l'extrémité du coursier, $0^{m},01$ par exemple; il resterait donc $7^{m},40$ —

$1{,}01 = 6^m{,}39$ depuis le dessus de la roue jusqu'au bas de la chute, et en laissant quelques centimètres au-dessous de la roue, $0^m{,}09$ par exemple, en supposant encore qu'il reste assez de pente pour l'écoulement des eaux, il resterait $6^m{,}30$ pour le diamètre de la roue. (*Fig.* 131).

Dépense. — Pour déterminer la dépense, il faut encore que nous connaissions v, V. γ et h' (nº 108). Mais pour cela, il faut que nous tracions la courbe que décrit l'eau en sortant de la vanne (nº 108).

La vitesse de l'eau près de l'orifice, est donnée par

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2}} = 3^m{,}46 \text{ (nº 77)}, \text{ H étant} =$$

$0{,}85$ et $m = 0{,}615$. (Tableau B). A l'extrémité du coursier, elle est donnée par $u = \sqrt{v^2 + 2gh} = 3{,}73$, h étant $= 0{,}10$.

L'angle $a = 5°, 42'$; cos. $a = 0{,}995$, tang. $a = 0{,}099$; en substituant successivement dans l'équation de la courbe $y = \frac{gx^2}{2u^2 \cos.^2 a} + x \text{ tang. } a$, les valeurs de $x = 0{,}5 = ab$, $x = 1 = ac$, $x = 2^m = ad$, on aura les valeurs correspondantes de y, $= 0{,}138$, $= 0{,}455$, $= 1{,}621$, ce qui nous donnera la courbe $ab'c'd'$..., qui rencontre la circonférence extérieure de la roue en b'. En menant, à ce point, une tangente à la courbe et à la circonférence extérieure de la roue, on trouve l'angle $p\,b'\,q = \gamma = 18°$. La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue est donnée par $v = \sqrt{u^2 + 2gh} = 4{,}05$, h étant $= 0{,}138$; nous prendrons $V = 0{,}60.v$ (nº 194), ou $V = 2{,}43$; toutes ces valeurs, ainsi que celle de PV trouvée ci-dessus, étant substituées dans la formule (d), (nº 194), nous donnent pour la dépense $E = 0^{m.c.}{,}155$. (*Fig.* 131).

Largeur de l'orifice de la vanne. — La vanne étant

verticale et la contraction étant évitée sur trois côtés, la dépense est donnée par $l = \frac{E}{0{,}70 . h\sqrt{2gH}} = 0^{m},54$, l'ouverture de la vanne étant de $0^{m},10 = h$, et $H = 0{,}85$, ou la charge d'eau sur le centre de l'orifice.

Largeur de la roue. — On augmente la largeur que nous venons de trouver de $0^{m},10$ pour avoir la largeur de la roue. Ainsi notre roue n'aurait qu'une largeur de $0^{m},64$, ou 2 pieds.

Dimensions du canal. — Supposons que le fond du canal soit en sable, la vitesse de l'eau au fond devra être égale à $0{,}305 = W$ au plus (n° 79). La vitesse moyenne de l'eau dans le canal, sera donnée par $W = 2v - \frac{v}{0{,}8}$, d'où $v = 0{,}81$. La surface de la section transversale de l'eau dans le canal, ou $a = \frac{E}{v} = 0^{m.c.},40$. Si nous voulons qu'il n'y ait que $0^{m},40 = h$ de hauteur d'eau dans le canal qui conduit l'eau au réservoir de l'usine, et que nous donnions aux côtés du canal la pente de $\frac{1}{4}$, d'après la nature des terres, ou $n = 4$, la largeur dans le fond du canal est donnée par $x = \frac{na - h^2}{nh} = 0^{m},87$ environ. La largeur de l'eau dans le haut du canal, $= 1{,}46 + \frac{1}{4} . 0{,}40 = 1^{m},07$. Le côté incliné et mouillé du canal $= \sqrt{(0{,}4)^2 + (0{,}01)^2} = 0{,}41$ environ; le contour mouillé $= 0{,}87 + 2 \times 0{,}41 = 1^{m},69 = c$, donc la pente $\frac{H}{L} = \frac{v^2 - (0{,}07185)^2}{\frac{a}{c} \times (56{,}86)^2} = 0{,}00021$. Ainsi, pour une longueur de $1000^{m} = L$, il ne faudrait dans ce cas qu'une pente de $0^{m},21$. On voit, d'après la formule, que cette pente peut varier avec les dimensions du canal.

Nombre de cylindres. — On doit broyer dans cette usine

500 kil. de chiffons dans 24 heures, ou 20k.,83 par heure. D'après le tableau A, un fort cylindre peut broyer 6k.,77 de chiffons par heure; il faudra donc $\frac{20,83}{6,77}=3$ forts cylindres.

Nombre de tours de la roue. — Il est donné par $V=\frac{n\times 2\pi R}{60}$. Nous avons trouvé $V=2^{m.},43$, $R=3^{m.},15$, donc $n=\frac{60\times 2,43}{2\pi\times 3,15}=7,37$ environ.

Diamètre des roues d'engrenage. — Mettons 2 engrenages, comme dans les papeteries de Joucques, et prenons la formule $\frac{D\times D'}{d\times d'}=\frac{N'}{N''}$

$N''=7,37$, ce qui est le nombre de tours de la roue qui est le même que celui de la première roue d'engrenage. Le nombre de tours des cylindres doit être d'environ 200, et c'est aussi celui des lanternes fixées aux cylindres ou des dernières roues menées, donc $N'=200$. Donnons à la roue à engrenage verticale un diamètre $D=1^{m.},70$, à la première lanterne un diamètre $d=0,40$, à la lanterne du cylindre un diamètre $d'=0,30$; nous aurons pour la roue horizontale $D'=\frac{200}{7,37}\times\frac{0,4\times 0,3}{1,70}=1^{m.},91$. (*Fig.* 79).

On se conformera à ce qui a été dit au n° 193, pour le tracé des augets et leur écartement, et d'après la circonférence. Si on avait voulu faire marcher une machine à papier continu, quoique 3 cylindres ne suffisent pas pour l'alimenter (tableau A), on aurait ajouté au travail moteur qu'on a déterminé, celui que demande une pareille machine. (Tableau A).

APPLICATION AUX SCIERIES.

199. On voudrait établir une scie à plusieurs lames qui pût donner 20m.c. de bois blanc par heure, dans un travail continu, avec une chute de 2m.,40.

Nous établirons une roue de côté (n° 108), avec orifice en déversoir. (*Fig.* 132).

Le travail moteur $= \frac{20}{3} = 6^{\text{ch.vap.}},667 = 500^{\text{k.m.}} = \text{PV}$. (Tableau A).

Dans ce cas, la courbe que décrit l'eau en sortant du déversoir, est donnée par $y = \frac{g x^2}{2 u^2}$ (n° 108). La vitesse u est donnée par $u = \sqrt{2g \times 0{,}6 . \text{H}}$; la hauteur de l'eau au-dessus du seuil du déversoir avant sa dépression, peut être de 0,20 à 0,25; nous ferons $\text{H} = 0{,}22$, et nous trouverons $u = 1^{\text{m}},61$. En prenant les abcisses $x = 0{,}1$, $= 0{,}3$, $= 0{,}5$, $= 0{,}8$, $= 1$, on trouve pour ordonnées correspondantes $y = 0{,}0189$, $= 0{,}170$, $= 0{,}472$, $= 1{,}209$, $= 1{,}889$, et la courbe construite nous donnera son point de rencontre avec la circonférence extérieure; et par suite $\gamma = 84''$; la distance depuis la surface de l'eau jusqu'au point de rencontre, ou $h = 0^{\text{m}},12$, la roue étant contre le déversoir, l'eau descendra donc sur la roue, de la hauteur $h' = 2{,}40 - 0{,}12 = 2^{\text{m}},28$; la vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue sera $v = \sqrt{2g \times 0{,}12} = 1^{\text{m}},53$ (tableau V). La vitesse de la roue, ou $\text{V} = 0{,}6 \times 1{,}53 = 0{,}92$ environ, n° 194, et la formule (c) du n° 194 nous donnera $\text{E} = 0^{\text{m.c.c.}},283$.

Largeur du déversoir et celle de la roue. — La largeur du déversoir est donnée par $\text{E} = m l \text{H} \sqrt{2g\text{H}}$, $m = 0{,}385$; $\text{H} = 0{,}22$, donc $l = 1^{\text{m}},61$ environ, et la largeur de la roue $1{,}61 + 0{,}09 = 1^{\text{m}},70$. (N° 73).

Le nombre de tours de la roue sera donné par $n = \frac{60 \times \text{V}}{2\pi \text{R}}$; R ne devant pas être moindre que la chute totale. Dans cet exemple on pourra faire $\text{R} = 2^{\text{m}},50$, et l'on aura $n = 3^{\text{tours}},51$ par minute.

On calculera les dimensions du canal comme dans le numéro précédent. Quant à la largeur des palettes et à leur

écartement, on suivra ce qui a été dit dans le nº 193, ce qui conduira à en déterminer le nombre.

Nombre de lames. — Nous compterons environ sur 2m.c. de bois blanc scié par heure par chaque lame, comme dans la scierie d'Abbeville; il nous faudrait donc 10 lames pour faire l'ouvrage demandé.

Au reste, il faut bien se pénétrer que le travail moteur étant déterminé, le travail utile l'est aussi, et que la vitesse plus ou moins grande de l'usine, quand elle ne sort pas de certaines limites, ne peut le changer. Ainsi, si deux lames de scie coupent ensemble une pièce de bois d'une longueur donnée et de 8 pouces d'épaisseur, par exemple; dans un certain temps, une seule lame coupera dans le même temps une pièce de bois d'une même longueur et de 16 pouces d'épaisseur, ou en coupera une autre d'une longueur double avec la même épaisseur de 8 pouces, le travail utile devant être le même dans tous les cas.

On peut sans inconvénient faire faire aux scies 120 oscillations par minute, en s'élevant de 0m.,32 à chaque oscillation, le chariot qui porte le bois s'avançant de 0m.,16 par minute. (Nº 117 et suiv.)

D'après ces données, la manivelle qui fait monter et descendre le châssis, fera 120 révolutions par minute, ainsi que la roue qui lui communique le mouvement. Le nombre de tours de la roue est aussi connu; il sera donc facile, en opérant comme dans le numéro précédent et avec la formule du nº 198, de déterminer tous les diamètres des roues. Sachant ensuite que le chariot doit avancer de 0m.,16 par minute, on aura la vitesse de la circonférence primitive du pignon, et par suite le nombre de tours de ce pignon dans un temps donné, ce qui conduira à la détermination du nombre de crans que le pied de biche doit faire avancer à chaque oscillation, et on réglera le dispositif de la fig. 133 en conséquence.

Si nous supposons que sur les côtés du chariot il y ait des crémaillères que des pignons mettent en mouvement, il est évident que si nous donnons par exemple 7 dents aux pignons, et que les 7 dents du chariot avec lesquelles les premières engrènent, aient une étendue de quatre fois le chemin que doit parcourir le chariot dans une minute, c'est-à-dire $0,16 \times 4 = 0^{m},64$, chaque fois que le pignon fera un tour le chariot avancera de la même quantité ou de $0^{m},64$, et comme le chariot ne doit avancer que de $0^{m},16$ par minute, les pignons ne devront faire un tour que toutes les 4 minutes, ainsi que la petite roue que le pied de biche fait avancer. Si cette roue ne doit faire qu'un tour toutes les 4 minutes, et la scie 120 oscillations dans le même temps, celle-ci devra faire $4 \times 120 = 480$ oscillations pendant que la roue fera un tour; si nous donnons donc 480 dents à cette roue, il faudra qu'elle soit poussée par le pied de biche de manière qu'elle avance d'un cran à chaque oscillation. Voyons comment on y parvient.

Soit ABCD l'essieu en bois, EF le bras du levier, et FG la verge en fer qui le joint au châssis de la scie. Supposons, par exemple, que la scie s'élève de $0^{m},80$ à chaque oscillation, ou de fL, et que le bras de levier EF prenne la position Ef; le pied de biche devant pousser la roue de deux crans, par exemple, le point H arrivera en I, si HI est l'espace qui embrasse 2 crans, et comme le pied de biche DH est fixé à l'essieu ABCD au moyen d'une charnière D, les deux côtés ED et DH du triangle EDH se trouveront sur une ligne droite qui aura la longueur EI. Ainsi il faut, pour que la roue avance de 2 crans, que la somme des deux côtés ED et DH excède le troisième côté EH de 2 crans. (*Fig.* 128.)

Avec un dispositif comme les figures 87 et 88 l'indiquent, la position du point q réglera la course du pied de biche.

Poids que doivent avoir les lames de scie et le châssis, pour que l'action du moteur soit autant régulière

que possible. — Pour régulariser l'action du moteur, il convient de donner au poids du châssis et des scies la moitié de la valeur de l'effort moyen qui s'exerce sur lui. En effet, pendant la montée, la scie n'agit pas sur le bois; pendant la descente, elle doit vaincre sa résistance. Si nous représentons cette résistance par F, et que le poids des scies et du châssis lui soit égal, pendant la montée l'effort moteur soulèvera ce poids, et pendant la descente il n'aura aucune action à exercer, puisque le poids du châssis seul vaincra la résistance. Si le poids du châssis est plus petit que la résistance F, et qu'il soit représenté, par exemple, par $F - f$, pendant la montée l'effort moteur soulèvera $F - f$, puisque la scie ne mord pas, et pendant la descente il aura à exercer une action égale à $F - (F - f) = f$. L'effort, en montant, étant $F - f$, et en descendant f, la différence de ces deux efforts sera donc $F - f - f = F - 2f$, quantité plus petite que F, qui est la différence dans le cas où le poids du châssis est égal à la résistance du bois. Plus la différence entre les deux efforts sera petite, plus l'action du moteur tendra à se régulariser, et cette action sera régulière quand le poids de la scie équivaudra à la moitié de la résistance du bois; car, dans ce cas, l'action en montant sera $\frac{F}{2}$, et en descendant $F - \frac{F}{2} = \frac{F}{2}$, ou la même.

D'après Navier, il faut dans une seconde une quantité de travail utile égale à $43333^{\text{k.m.}}$ pour scier un mètre carré de bois de chêne dur. Dans notre exemple, nous voulons scier $20^{\text{m.c.}}$ de bois blanc par heure, ce qui fait à peu près $15^{\text{m.c.}}$ de bois de chêne (tableau A) dans le même temps, ou $0^{\text{m.c.}},00416$ par seconde; il faudra donc un travail utile de $180^{\text{k.m.}},26$. Le chemin parcouru dans une seconde $= \frac{120 \times 2 \times 0^{\text{m.}},32}{60} = 1^{\text{m.}},28$ en admettant 120 oscillations par minute, et $0^{\text{m.}},32$ d'amplitude de course; la résistance utile serait donc

$\frac{180,26}{1,28} = 140^k,82$; il faudrait donc, dans notre exemple, pour que l'action du moteur fût autant régulière que possible, que le poids du châssis et des scies fût égal à $\frac{140,82}{2} = 70^k,41$; mais, dans tous les cas, la solidité du châssis et des scies doit être prise en considération.

Poids du volant. — Le volant devrait être à la rigueur d'autant plus léger qu'il y a de lames; mais comme il pourrait se faire qu'il n'y eût qu'une seule lame en jeu, nous nous servirons de la formule $P = \frac{30000}{V_1^2}$ (n° 48).

Donnons au diamètre moyen du volant $1^m,20$, la vitesse $= \frac{120 \times \pi \times 1,20}{60} = 7^m,54$, et son poids $P = \frac{30000}{(7,54)^2} =$ 528 kil. environ.

ÉTABLISSEMENT DES MOULINS A POUDRE ET AUTRES MACHINES A PILONS.

200. Proposons-nous d'établir un moulin à poudre de 60 pilons, qui battent 60 coups par minute, avec une chute de $1^m,25$, le volume d'eau pouvant être aussi grand qu'on le veut.

Nous emploierons une roue à la Poncelet.

Supposons que les pilons pèsent 40 kil. chacun, comme à Saint-Chamas, et qu'ils tombent de $0^m,40$ de haut, le travail utile sera $60 \times 40 \times 0,40 = 960^{k.m.}$ par seconde. Nous prendrons pour le travail perdu par les résistances nuisibles le $\frac{1}{3}$ du travail utile (tableau A); nous aurons donc $PV = 960 + \frac{960}{3} = 1280^{k.m.}$

L'ouverture de la vanne pourra être de $0^m,30$ (n° 108), H sera donc $= 1,25 - 0,15 = 1^m,10$, et si le coursier est établi comme on l'a dit, la vitesse de l'eau ou $v = \sqrt{2g \times 1,10} = 4^m 64$. La vitesse de la roue doit être,

au maximum d'effet, les 0,55 de celle de l'eau, ou V = 0,55 × 4,64 = 2m.,55 (n° 108). La formule (h'), du n° 108, nous donnera donc pour la dépense d'eau

$E = \frac{1280}{153 (4,64 - 2,55) 2,55} = 1^{m.},57$ environ. Nous inclinerons la vanne à un de base sur un de hauteur, la dépense d'eau sera donc exprimée par $E = mlh \sqrt{2gH}$; $m = 0,80$, l'ouverture de la vanne $h = 0,30$, $E = 1^{m.},57$, $\sqrt{2gH} = 4^{m.},64$; donc on a $l = 1^{m.},41$ pour la largeur de l'orifice de la vanne. On augmentera cette largeur de 0,05 à 0,10 pour avoir la largeur de la roue; ainsi nous pouvons prendre pour la largeur intérieure de la roue entre les couronnes, 1m.,50. La largeur de ces couronnes sera 0m.,45, ou un peu plus du $\frac{1}{4}$ de la charge d'eau (n° 192 et suiv.). On tracera les aubes comme on l'a indiqué dans ce numéro.

Le rayon de la roue est donné par $R = \frac{60 \times V}{n \times 2\pi}$. Si nous voulions que la roue fît 12 tours par minute, $n = 12$, $V = 2^{m},55$; donc le rayon de la roue $R = 2^{m.},03$, et le nombre des aubes = 36 (n° 192 et suiv.).

On suivra la même marche pour le calcul d'établissement des autres machines à pilons. Il est bien entendu que suivant les chutes et les volumes d'eau dont on pourra disposer, on prendra la roue qui convient le mieux. Quand on sait d'avance qu'il doit y avoir un certain nombre de pilons continuellement suspendus, on multiplie le poids de ces pilons par la circonférence décrite par l'extrémité du bras de levier moyen, pour avoir le travail utile dans une révolution, et par suite dans une seconde, quand on se sera donné le nombre de révolutions que le hérisson doit faire dans une minute. Quant au bras du levier moyen dans une révolution entière, on le trouvera de cette manière : le travail mécanique du poids que nous appellerons P serait, dans une révolution, = P × 4 R; mais si la force, au lieu d'agir ver-

ticalement, agissait tangentiellement à la circonférence que décrit le rayon moyen que nous désignerons par X, son travail serait $P \times 2\pi X$; ces deux travaux devant être égaux, on aurait $P \times 4R = P \times 2\pi X$, d'où $X = \frac{2}{3,14} \times R$, ou à peu près les $\frac{2}{3}$ du rayon, ou de la distance du centre de l'arbre à l'extrémité de la came. Ainsi, si cette distance était de $0^{m},36$, par exemple, et le poids P de 300 kil., le travail utile dans une révolution $= 300 \times 2\pi \frac{2}{3} 0,36 = 450^{k.m.}$; et si le hérisson doit faire 12 révolutions par minute, le travail utile dans une seconde sera $= \frac{450 \times 12}{60} = 90^{k.m.}$. On ajoutera à ce travail celui perdu par les résistances nuisibles que le tableau A donne, suivant l'espèce d'usine qu'on veut établir, et l'on aura le travail moteur P V. L'on opérera ensuite comme dans les problèmes précédents.

Pour les boccards, et dans une bonne marche, les pilons doivent avoir de 35 à 40 levées par minute. Le poids des pilons, y compris les sabots, peut varier de 80 à 100 kil., suivant l'espèce de minerai.

ÉTABLISSEMENT DES PATOUILLETS.

201. On voudrait établir deux patouillets de la force de ceux de M. Petit-Guyot, c'est-à-dire de $2 \times 274^{k.m.} = 548^{k.m.} = PV$, mus par une seule roue en dessous, à palettes planes.

Nous supposerons qu'on puisse prendre l'eau dont on a besoin dans une rivière, et que par la position du point où l'on veut établir l'usine, par rapport à celui de la prise d'eau, on puisse se procurer une chute de 2 mètres, déduction faite de la pente à donner au canal, qui doit être la plus petite possible, et celle du canal de fuite.

La vitesse de l'eau près de l'orifice sera $= \sqrt{\frac{2gH}{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2}}$. En supposant que l'orifice de la vanne ait une ouverture de $0^{m.},12$, la hauteur depuis la surface de l'eau jusqu'au centre de cet orifice, sera $H = 2^{m.} - 0,06 = 1^{m.},94$. Si au pourtour de l'orifice il n'y avait aucune contraction d'évitée, on aurait $m = 0,608$ à peu près (tableau B), et en supposant que la contraction ne soit évitée qu'au fond, ou qu'elle n'ait lieu que sur 3 côtés, on a $m = 0,608 \times 1,035 = 0,629$ (n° 61), et par suite, pour la vitesse près de l'orifice de la vanne, $v = 5,31$. En supposant encore que le coursier ait $1^{m.},50$ et une pente de $0^{m.},15 = h$, la vitesse d'arrivée sur la roue sera $= v = \sqrt{v^2 + 2gh} = 5,58$ environ (n° 77). La vitesse de la roue $V = \frac{2}{5} \cdot 5,58 = 2^{m.},23$; et la formule (B) du n° 108, nous donne pour la dépense d'eau,

$$E = \frac{548}{61\,(5,58 - 2,23)\,2,23} = 1^{m.c.c.},20.$$

La largeur de l'ouverture de la vanne serait donnée par $l = \frac{E}{m \cdot h \times 2gH}$. $m = 0,629$, $h = 0^{m.},12$, $\sqrt{2gH} = 6,17$; donc $l = 2^{m.},57$, et la largeur de la roue pourrait être de $2^{m.},65$ (n° 195).

On fait ordinairement faire aux patouillets 10 à 15 tours par minute. Prenons $n = 12$, en supposant que l'axe du patouillet soit sur le prolongement de celui de la roue motrice; nous aurons pour le rayon de la roue $R = \frac{60 \times V}{12 \times 2\pi} = 1^{m.},78$ environ. On donnera $0^{m.},35$ de largeur aux palettes dans le sens du rayon (n° 193), on les écartera d'autant, et le nombre des palettes sera $\frac{2\pi R}{0,35} = 32$ environ. Voir le n° 197 pour les dimensions du canal.

ÉTABLISSEMENT DES MOULINS À FARINE.

202. — Un particulier possède un bâtiment situé près d'une rivière. La prise d'eau en est éloignée de $400^{m.}$. Entre ces deux points la différence de niveau n'est que de $0^{m.},40$; mais après le bâtiment, le courant de la rivière est très rapide et on trouve que la différence de niveau de ce dernier point à celui où il peut faire sortir les eaux, qui est à $200^{m.}$ du premier, est de $1^{m.},40$ pendant les eaux moyennes. Il ne peut prendre dans cette rivière, qui a ordinairement peu d'eau et qui sert à l'arrosage des propriétés voisines, que $0^{m.c.c.},66$ d'eau. Il voudrait établir un moulin à farine et désirerait savoir d'avance quel serait le produit de ce moulin par la mouture à la grosse.

Il faudra nécessairement creuser le terrain depuis le bâtiment jusqu'au point de la rentrée des eaux dans la rivière, ne donner que la pente rigoureuse nécessaire pour que les eaux s'écoulent facilement après avoir agi sur la roue, en donnant au canal toute la largeur nécessaire, ce que l'on pourra déterminer par les formules dont nous nous sommes servis dans le n° 197.

Il conviendra dans ce cas d'établir une roue à la Poncelet (n° 192). Or, indépendamment de la pente à donner au canal, il y a la pente du coursier depuis l'orifice jusqu'au dessous de la roue, qui est de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{10}$; le ressaut qui doit se trouver au-dessous de la roue (n° 193.) Ainsi on ne peut guère compter que sur une chute de $1^{m.},20$ à peu près. En donnant $0^{m.},20$ d'ouverture de la vanne, la hauteur de chute qui donne la vitesse est $1^{m.},20 - 0,10 = H = 1^{m.},10$, $v = \sqrt{2gH} = 4^{m.},64$ (tabl. V), $V = 0,55 \times v = 2^{m.},55$, E nous a été donné égal à $0^{m.},66$, donc le travail moteur serait $PV = 153 \times 0,66 (4,64 - 2,55)\, 2,55 = 538^{k.m.},10$.

Si nous n'y mettons qu'un engrenage, le travail du frot-

tement est le $\frac{1}{10}$ du travail utile. Or si ce travail est représenté par pv, on aura $PV = pv + \frac{pv}{10} = \frac{11}{10} \cdot pv$, d'où $pv = \frac{538,10}{11} \times 10 = 489^{k.m.}$ environ. Mais $1000^{k.m.}$ de travail utile répondent à $0^{k.},20$ de blé moulu par seconde; donc 489 répondront à $0^{k.},0978$, et dans une heure, à 352 kil. Il ne faudrait à la rigueur qu'un seul tournant puisqu'en Provence et pour la mouture à la grosse, il y a des tournants qui peuvent moudre 500 kil. de blé par heure ou 4 charges; mais on peut en mettre deux.

Si on avait voulu y mettre un blutoir de la force de 2 hommes agissant sur une manivelle et un monte-sacs de la même force, ce qui demande en tout un travail de $4 \times 6 = 24$ (tableau L), on aurait retranché d'abord ces $24^{k.m.}$ de $528^{k.m.},10$, et on aurait trouvé pour le travail utile $pv = \frac{514,10}{11} \times 10 = 467$ environ et par suite, en opérant comme ci-dessus, on trouverait la quantité de farine par heure.

Proposons-nous encore d'établir un moulin à farine avec une turbine de la force de celui de Vadney (n° 134); mais avec une chute de $1^{m.},40$, le volume d'eau nécessaire pouvant être fourni.

Ce sont, comme on le sait, les aubes courbes extérieures (*Fig.* 126), qui font mouvoir l'axe de la turbine, l'eau arrivant sur ces courbes mobiles animée de la vitesse due à sa charge et les obligeant à céder à sa pression.

Le travail moteur serait donc de $14^{ch.vap.} = 14 \times 75 = 1050$ kil. $= PV$. Si x nous représente le travail absolu, nous aurons $1050 = 0,7 \times x$, d'où $x = \frac{1050}{0,7} = 1500^{k.m.}$ (n° 108); le poids de l'eau à fournir serait donc $= \frac{1500}{1,40} = 1071$ kil. et le volume $1^{m.c.c.},07$.

D'après M. Fourneyron (voir son mémoire et son instruction pratique sur l'établissement des turbines, dans le bulletin de la Société d'encouragement, tome 33, année 1834), le diamètre intérieur de la roue est donné par

$$d = \sqrt{\frac{\text{E}}{0{,}196 \times m \times \sqrt{2g\text{H}}}}$$, et il conseille de prendre $m = 0{,}60$ (page 90), la hauteur de l'orifice de sortie de l'eau, ou $e = 0{,}14 . d$; le diamètre extérieur est les $\frac{100}{70}$ de d pour les roues au-dessous de 2^{m}, et $\frac{100}{80}$, d'où $\frac{100}{85} . d$ pour les roues plus grandes (page 17).

Dans notre exemple nous aurions donc

$$d = \sqrt{\frac{1{,}07}{0{,}196 \times 0{,}60 \times \sqrt{2g . 1{,}40}}} = 1^{m},32 \text{ environ};$$

le diamètre extérieur serait $\frac{100}{70} \times 1{,}73 = 1^{m},88$; et la hauteur de l'orifice de sortie $e = 0{,}14 \times 1{,}73 = 0{,}18$.

Dans le moulin de Vadney, on aurait dû avoir en employant ces formules $d = \sqrt{\frac{0{,}72}{0{,}196 \times 0{,}6 \times \sqrt{2g . 2{,}08}}}$ $= 0{,}98$ environ au lieu de $0{,}88$, le diamètre extérieur de $1^{m},40$ au lieu de $1^{m},32$, et la hauteur de l'orifice de sortie $e = 0{,}14 \times 0{,}98 = 0{,}14$ environ au lieu de $0{,}13$. Mais on conçoit que ces différences peuvent tenir à un volume d'eau E trouvé un peu moindre que celui que nous avons déterminé. Au reste, ces différences en plus ne peuvent nuire à l'effet.

Quant aux nombres de palettes, on connaît ceux des palettes fixes et mobiles dans le moulin de Vadney ; on connaît le diamètre des roues, on pourra donc avoir l'intervalle qu'il y a entre les palettes, d'où l'on déduira les nombres de palettes demandés puisque nous pouvons avoir les circonférences intérieures et extérieures de la roue. Reste encore à tracer les palettes : voici comment M. Fourneyron fait ce tracé:

α étant l'angle que forme la veine fluide avec le rayon, ou celui que forme le dernier élément de la palette avec le rayon qui passe à son extrémité, v et V ayant toujours les significations que nous leur connaissons, la théorie donne pour le maximum d'effet, sin. $\alpha = \frac{v}{2\,V}$. M. Fourneyron ajoute que pour que l'eau s'introduise facilement dans la roue, il faut que la vitesse de la circonférence extérieure soit au moins les 0,68 de celle de l'eau. Faisons par exemple V = 0,65 v, nous savons que H = 2^{m},08, donc $v = \sqrt{2\,g\,H} = 6{,}38$, $V = 0{,}65 \times 6{,}38 = 4^{m},15$, et par suite le nombre de tours $n = \frac{60 \times V}{2\,\pi\,r} = \frac{249}{\pi \times 1{,}32} = 60{,}14$.

sin. α serait $= \frac{6{,}38}{2 \times 4{,}15} = 0{,}77$, ce qui répond à un angle de 50°,21′ environ. Ceci posé, décrivons les circonférences intérieure et extérieure avec les rayons trouvés ; menons le rayon $a\,b$ et faisons l'angle $e\,b\,a = \alpha = 50°,21' = d\,a\,b$, du point e où la ligne $a\,d$ coupe le noyau $e\,g\,f$, on mène $e\,h$ parallèle à $a\,b$, on élève au point h, la perpendiculaire $h\,k$ sur $b\,c$; on abaisse du point d la perpendiculaire $d\,k$ sur $a\,b$, et le point de rencontre k de cette perpendiculaire avec $h\,k$, est le centre de la partie $e\,h$ de la palette fixe $e\,h\,b$. On porte sur la tangente $b\,c$, à partir du point b du cercle intérieur, une longueur $b\,i$ = 10 unités de l'échelle qu'on a adoptée, et comme dans notre exemple la vitesse de la roue est les 0,65 de celle de l'eau, on portera de b en l, 6 et $\frac{5}{10}$ des mêmes divisions ; l'on construira le parallélogramme $l\,b\,i\,m$ et la diagonale $b\,m$ sera la direction du premier élément de la courbe d'une des palettes mobiles.

On prolonge la ligne $m\,b$ jusqu'à la circonférence extérieure et on élève sur cette ligne, au point b, la perpendiculaire $b\,s$ qui coupe la circonférence extérieure en o ; le point p, qui est aux $\frac{2}{3}$ de l'arc $n\,o$, est l'extrémité d'une palette mobile. Pour tracer cette palette on décrit du point o,

l'arc pq, on prolonge le rayon po, on cherche avec un rapporteur l'angle sor, on cherche la fraction qui répond à son cosinus; on prend ensuite une échelle quelconque et l'on voit combien bq contient d'unités de cette échelle; on divise le nombre de ces unités par la différence de l'unité à la fraction qui exprime le cosinus de sor, et le quotient donne le nombre de ces mêmes unités que contient or. Du point r on abaisse la perpendiculaire rs sur os; on divise rs en un certain nombre de parties égales en t, t', t''... et de ces points on mène un certain nombre de droites to; sur lesquelles on porte la distance rp; on joint les extrémités de ces lignes et l'on a la courbe de l'aube mobile (*Fig.* 126.)

Observations. — Quand on fait passer plusieurs fois la farine entre les meules, comme dans les moulins où se fait la mouture économique, le temps employé pour arriver à la mouture complète n'est guère que le $\frac{1}{5}$ en sus de celui que demande la mouture à la grosse. Dans le moulin de M. Colliquet, près Châlons-sur-Marne, il a été constaté qu'on retire du blé les $\frac{2}{3}$ de farine quand il a passé une première fois entre les meules et bluté; du $\frac{1}{3}$ restant on en retire les $\frac{8}{11}$ de farine ou les $\frac{8}{33}$; mais alors le temps que demande cette seconde mouture est bien moins long; car 350 kil. du premier résidu peuvent être moulus dans une heure. Il reste donc $\frac{1}{3} - \frac{8}{33} = \frac{3}{33}$ que l'on fait passer une troisième fois entre les meules et on en retire encore les $\frac{8}{11}$, ou $\frac{24}{363}$, et toujours le temps que demande cette opération, est à raison de 350 kil. de résidu par heure. Enfin dans une quatrième mouture, on retire encore les $\frac{8}{11}$ de $\frac{15}{363}$, le temps employé étant aussi donné par le rapport ci-dessus. En se servant de ce rapport pour calculer le temps que demande chaque résidu, on trouve que si 100 kil. de blé demandent une heure pour être moulus une première fois, il ne faudra que 1 heure 11′ environ pour l'être 4 fois.

Dans tous les moulins à l'anglaise le travail absorbé par les frottements n'est pas aussi grand que dans le moulin de

M. Marliani; il y en a qui ne demandent que les $\frac{2}{3}$ du travail utile, d'autres à peu près ce travail. Si on ne veut pas calculer le travail moteur en partant du travail de l'outil et d'après ce qu'indique le tableau A, ce qui serait extrêmement long, et en ajoutant le travail que demanderaient les blutoirs, le monte-sacs, les machines à nettoyer, si des hommes les faisaient mouvoir en agissant sur des manivelles, nous croyons qu'on fera bien de doubler le travail utile déterminé en partant du rapport connu (tableau A). Généralement les constructeurs de Paris comptent 4 chevaux vapeurs par paire de meules, y compris les accessoires.

Des meuniers des environs de Paris ne veulent pas croire qu'une paire de meules de $1^{m},70$ de diamètre puisse moudre jusqu'à 500 kil. de blé par heure, mouture à la grosse, et ne comptent au plus que sur 200 kil. par paire de meules. C'est cependant un fait qu'il est facile de faire vérifier à Sisteron et à Pertuis. Le produit est en rapport avec la force employée qui est aussi grande pour une paire de meules, abstraction faite des accessoires du moulin, que pour les 4 ou 5 paires employées dans certains moulins à l'anglaise; et qui permet de rapprocher beaucoup plus la meule tournante de la meule fixe. Du reste, il pourrait se faire aussi que les blés que j'ai vus moudre en Provence fussent moins résistants que ceux des environs de Paris; mais la farine provenant de la mouture à la grosse ne m'a pas paru plus belle dans les différents endroits.

APPLICATION AUX MOULINS A HUILE, A GARANCE, A TAN, AVEC DES ROUES HORIZONTALES MUES PAR LE CHOC.

203. — Proposons-nous d'établir un moulin à huile à 2 meules du poids de 1000 à 1200 kil. avec cylindres pour concasser la graine et presses pour extraire l'huile de la pâte. On peut disposer d'une chute de 3^{m} et d'une source que l'on

croit assez abondante pour produire l'effet demandé; on demande quel doit être le volume d'eau à employer et quelles seront les dimensions à donner à une roue horizontale mue par le choc dont on veut se servir parce qu'elle est très simple et qu'elle coûte fort peu.

Après avoir creusé un petit canal qui doit recevoir l'eau de la source, on en barre l'entrée de manière à former déversoir, et lorsque ce petit barrage est assez élevé pour que l'épaisseur de l'eau sur le seuil soit constante, il est évident que le produit de la source doit être donné par la formule relative aux déversoirs (n° 73). Il est nécessaire de répéter cette opération différentes fois dans le courant de l'année, et surtout à l'époque de la fonte des neiges et dans les grandes sécheresses; on pourra ainsi se procurer le produit moyen de la source. Supposons-le de $1^{m.c.c.}$ par seconde, et voyons s'il est suffisant ou s'il en faudrait moins.

D'après ce que nous avons dit (tableau A), la force de 6 chevaux-vapeurs nous assurera l'effet à produire; ainsi $PV = 6 \times 75 = 450^{k.m.}$.

La dépense est donnée par $E = \frac{PV}{\frac{1}{2} 1000.H}$ au maximum d'effet, H étant la hauteur de chute disponible ou celle qui est relative à la vitesse d'arrivée. Nous avons 3^m de chute depuis la surface de l'eau jusqu'au milieu des palettes; nous supposons qu'il y a encore, indépendamment de cette chute, $0^m,15$ à $0^m,20$ depuis le point choqué jusqu'au sol et que de plus il y a la pente suffisante pour le dégagement de l'eau; supposons en outre que du point milieu de l'orifice de la buse jusqu'au point choqué, il y ait $0^m,10 = h$, nous aurons depuis la surface de l'eau dans la cuve jusqu'au point milieu de l'orifice de sortie $3^m - 0,10 = 2^m,90$. La vitesse théorique de l'eau serait $\sqrt{2g.2,90} = 7^m,54$, et la vitesse réelle serait $0,88 \times 7,54 = 6^m,635 = u$ en supposant que la buse ait les dimensions indiquées dans le n° 133, la vitesse d'arrivée sur la roue serait donc

$= \sqrt{u^2 + 2gh} = 6^{m.},78 = v$ (nº 76). La hauteur relative à cette vitesse est $H = \frac{v^2}{2g} = 4^{m.},68$. Donc le volume d'eau cherché $E = \frac{450}{\frac{1}{2} . 1000 \times 4,68} = 0^{m.c.c.},288$, il nous resterait donc encore $1 - 0,288 = 0^{m.c.c.},712$ d'eau dont le poids est de 712 kil. qui tombant de la hauteur de $3^{m.}$ donnerait un travail absolu de $712 \times 3 = 2136^{k.m.}$, et si on voulait encore établir une roue à augets par exemple, on pourrait encore avoir un travail moteur de $2136 \times 0,7 = 1495^{k.m.},20$ environ (nº 192); ou une force de 19 à 20 chevaux. En consultant le tableau A et le besoin du pays, on pourrait savoir quel produit on pourrait obtenir de l'usine dont l'établissement serait arrêté.

La surface de l'orifice de sortie de la buse est donnée par $E = m\,a\,v$; $m = 0,88$, donc cette surface $a = \frac{0,288}{0,88 \times 7,54} = 0^{m.c.},043$. En lui donnant $0^{m.},30$ d'ouverture, on aura pour sa largeur $0^{m.},14$.

Pour que cette roue produise le maximum d'effet, il faut 1º. que la direction de la veine fluide soit perpendiculaire aux palettes, condition que l'ouvrier tâchera de remplir.

2º. Que l'équation $V = \frac{v}{2 \sin. \alpha'}$, soit satisfaite (nº 194).

Si nous supposons que la palette fasse avec le plan horizontal un angle $\alpha' = 70^{o}$, sin. $70^{o} = 0,9397$ ou $0^{m.},94$; v a été trouvé de $6^{m.},78$, donc la vitesse de la roue $V = \frac{6,78}{2 \times 0,94} = 3^{m.},60$.

Le rayon moyen de la roue est donné par $R' = \frac{60 \times V}{n \times 2\pi}$ (nº 3). Les meules ne doivent faire que 10 à 11 tours par minute (tableau A). Si nous ne faisions faire que ce nombre de tours à la roue, on aurait un rayon moyen $R' = 3^{m.},13$ environ, beaucoup plus grand que ce que l'on donne ordi-

nairement. Pour éviter cette trop grande roue, nous lui ferons faire 30 tours par minute, alors son rayon moyen serait de $1^m,14$; à l'extrémité de son axe un peu prolongé on fixerait un rouet qui, en engrenant avec un autre fixé à l'extrémité d'un second arbre vertical, donnerait le mouvement convenable aux meules. Le frottement de la machine serait un peu augmenté par ce moyen, mais on ajouterait quelques kilogrammètres au travail moteur pour y avoir égard.

Les applications relatives aux moulins à tan et à garance mus par des roues horizontales, se feront de même; il suffira de consulter le tableau A pour les mouvements à donner aux outils et pour les produits.

Observations. — Avec les indications de ce même tableau, et les applications que nous venons de faire, on ne peut pas être embarrassé pour faire les calculs d'établissement d'usines relatifs aux filatures de laine, de lin, aux fabriques de draps, foulons, martinets de forge, laminoirs, etc., quand on emploiera les mêmes roues. Il ne nous reste plus qu'à donner une application de la roue pendante, et nous la prendrons dans les machines à élever les eaux.

Si une seule roue hydraulique devait faire marcher plusieurs usines à la fois, il est évident qu'il faudrait calculer pour chacune le travail moteur qui lui est nécessaire pour produire l'effet demandé, et la somme de ces travaux serait la valeur de P V, qu'il faudrait substituer dans la formule de la roue que l'on voudrait employer. S'il y avait quelques engrenages de plus, on pourrait en évaluer le travail par les règles données. Si on avait un peu l'habitude du calcul des frottements, on pourrait l'estimer immédiatement, et on l'ajouterait au travail moteur trouvé en mettant plutôt plus que moins, parce qu'il est toujours aisé de corriger un excès de force.

De même si on devait ajouter aux machines calculées, d'autres machines qui marchent ordinairement par des hommes ou par des animaux, le tableau L indiquerait l'ad-

dition à faire au travail moteur calculé d'après les indications du tableau A.

Dans les grands ateliers on se sert de différentes machines qu'une roue hydraulique ou une machine à vapeur met en mouvement. Si on voulait faire le calcul d'un pareil établissement, voici comment on déterminerait le travail moteur. En supposant que l'on travaille les plus fortes pièces, ou en partant du cas où chaque espèce de machine demande le plus de force, on pourra regarder la machine à raboter comme demandant la force de 4 hommes agissant sur une manivelle; les tours à pointe, en l'air, les gros tours à engrenage, 2 chacun; les tours parallèles, 3; les machines à aléser et à diviser, chacune 2; chaque meule, 2; les petits tours à engrenage, 1 chacun; les machines à percer, 1 chacune. On ferait la somme de tous ces hommes que l'on multiplierait par $6^{k.m.}$ (tableau L). On prendrait, pour la transmission du mouvement, à peu près le double de ce produit et l'on aurait le travail moteur. Quant aux vitesses, on fera faire 60 à 70 tours par minute à l'axe principal, et 110 à 120 aux axes intermédiaires. Nous ne parlerons pas de la vitesse à donner aux outils qui varient beaucoup et qui sont données à cet effet par des roues à plusieurs cercles.

A l'école de Châlons, pour une machine à raboter et 6 tours, qui ordinairement pour des ouvrages moyens demandent la force d'environ $60^{k.m.}$, la force de la machine à vapeur qui les fait marcher, n'est guère alors que d'un cheval vapeur et $\frac{1}{2}$ environ.

ÉTABLISSEMENT DES MACHINES A ÉLEVER LES EAUX, MUES PAR DES ROUES HYDRAULIQUES OU PAR DES ANIMAUX.

Établissement d'une roue à godets.

204. Proposons-nous d'abord d'élever à la hauteur de 7 mèt., $2^{m.c.c.}$ d'eau par minute, pris dans une rivière dont la vitesse est de 2 mèt. par seconde, au moyen d'une roue à

godets; on demande quelles doivent être les dimensions des palettes et la capacité des seaux ou godets.

Une roue à godets n'est qu'une roue pendante à laquelle sont fixés les vases qui doivent élever l'eau demandée. Ces vases plongent tout-à-fait dans l'eau quand ils sont arrivés au bas de la roue et sont élevés perpendiculairement, étant mobiles autour des boulons qui traversent les jantes. Arrivés dans la partie supérieure, une barre de bois horizontale qu'ils rencontrent les force à s'incliner et à verser l'eau qu'ils contiennent dans un réservoir, d'où elle est conduite où l'on veut au moyen de tuyaux.

Quelquefois on emploie aussi des roues à palettes planes bien emboîtées dans un coursier pour élever les eaux, et cette roue est mise en mouvement par une machine à vapeur; mais quel que soit le moyen employé, il est facile de résoudre le problème. Revenons à celui énoncé ci-dessus. Le volume d'eau que l'on veut élever par minute étant de $2^{m.c.c.}$, celui qui doit être élevé par seconde sera $0^{m.c.c.},033$, donc le poids est 33 kil., et puisque ce poids doit être élevé à la hauteur de 7 mèt., le travail utile sera $33 \times 7 = 231^{k.m.}$.

D'après Navier, le rapport du travail utile au travail moteur est $0^{m.},65$, c'est-à-dire que $\frac{231}{PV} = 0,65$, d'où $PV = 355^{k.m.},38$.

Nous savons que $v = 2^{m.}$, $k = 2,50$ (nº 194); donc la surface de la partie de la palette plongée dans l'eau est

$$\Omega = \frac{2g \times 27 \times 355,38}{4 \times 2,50 \times 1000 \times (2)^3} = 2^{m.c.},35.$$

L'expérience a démontré que pour obtenir le meilleur effet des roues pendantes, on devait donner aux aubes en hauteur, de $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{4}$ du rayon de la roue.

Faisons le diamètre de cette roue égal à la hauteur à laquelle l'eau doit être élevée, ou à 7 mèt., la hauteur des aubes rigoureusement nécessaire serait le 5ᵉ de $3^{m.},50$, ou $0^{m.},70$, et la largeur de la roue de $\frac{2,35}{0,70} = 3^{m.},35$.

Le nombre de tours de la roue motrice serait $\frac{60 \times V}{\pi \times 7^{m.}}$ $= 1^{m.},81$ par minute.

Supposons que l'on veuille suspendre 18 godets $= n'$ à cette roue ; si c'est la capacité d'un seau censé plein, le volume de tous les seaux remplis dans une révolution de la roue sera $18 \times c$; dans une minute $18 \times c \times 1,81$; et dans une seconde $\frac{18 \times c \times 1,81}{60}$, ce qui doit être égal à $0^{m.c.c.},033$; donc $\frac{18 \times c \times 1,81}{60} = 0,033$; d'où $c = 0^{m.c.c.},061$ environ. Ainsi si nous donnons $0^{m.},35$ de hauteur aux seaux, la surface de leur section transversale serait $\frac{0,061}{0,35} = 0^{m.c.},174$, et s'ils avaient pour longueur $0^{m.},60$, leur largeur serait $\frac{0,174}{0,60}$ $= 0^{m.},29$; mais comme il se perd toujours un peu d'eau, on augmentera ces dimensions.

ÉTABLISSEMENT D'UNE POMPE SPIRALE.

205. D'après l'expérience de quelques agriculteurs, il faut environ $800^{m.c.c.}$ d'eau dans 24 heures pour arroser un hectare ou $10000^{m.c.}$ de prés. On sait d'ailleurs que cette quantité d'eau doit dépendre de la nature du sol qui peut être plus ou moins perméable, et du climat qui peut être plus ou moins sec. Proposons-nous d'arroser 4 hectares de prés, il faudra donc 3200 mètres cubes d'eau dans 24 heures, ou $0^{m.c.c.},037 = 37^{litres} = 37$ kil. par seconde. Si nous voulons élever cette eau à la hauteur de 10 mèt. par exemple, le travail utile sera $37 \times 10 = 370^{k.m.}$.

Nous savons (2e partie), que dans le cas le plus défavorable le rapport du travail utile au travail moteur est $0^{m.},50$, donc ce dernier travail serait $= \frac{370}{0,50} = 740^{k.m.} = P\,V$. Avec ce travail moteur, et en opérant comme dans l'exemple précédent, on déterminera les dimensions de la roue pen-

dante qu'un courant d'eau devra faire marcher. Ceci ne présente plus de difficulté ; il suffira de se donner la vitesse du courant. Voyons ce qui concerne la pompe spirale.

Le rayon de la première spire se trouve au moyen de la formule $R = \frac{E}{\pi \Omega}$ (n° 181) ; le volume d'eau élevé dans une minute $= 0,037 \times 60 = 2^{m.c.c.},22$. Faisons faire à la pompe 25 tours par minute, ce qui est facile à exécuter, puisque nous pouvons connaître le nombre de tours de la roue hydraulique, et qu'au moyen d'un rouet fixé à l'axe de cette roue et d'un autre fixé à l'axe de la pompe, on peut faire faire à celui-ci le nombre de tours que l'on veut, les nombres de tours étant en raison inverse des diamètres. Le volume d'eau que la pompe devrait élever à chaque révolution serait donc $= \frac{2,22}{25} = 0^{m.c.c.},088 = 88^{litres} = E$.

Donnons au tuyau qui enveloppe le tronc du cône $0^{m},135$ de rayon, la surface de la section du tuyau ou $\Omega = \pi \times (0,135)^2 = 0,0565$; donc $R = \frac{0,088}{3,14 \times 0,0565} = 0^{m},51$ environ.

Le rayon de la plus petite spire est donné par $r = \frac{\frac{E.2\eta + H}{\eta + H}}{2\pi\omega}$. $E = 0,088$; $H = 10^{m.}$, $\eta = 10^{m.},33$ (n° 52) ; nous ferons $\omega = \Omega = 0,0565$; $\pi = 3,14$; donc $r = 0^{m.},37$.

On trouve le nombre de spires par la formule $n = \frac{H}{R + \frac{1}{2}h}$. Nous avons déjà $H = 10^{m.}$, $R = 0^{m.},50$. Le volume occupé par l'eau dans la dernière spire est toujours $0^{m.c.c.},088$. Le volume de la dernière spire est égal à $E \times \frac{2\eta + H}{\eta + H} = 0,132$; donc le volume occupé par l'air dans la dernière spire $= 0,132 - 0,088 = 0^{m.c.c.},044$. La circonférence de la dernière spire, en la regardant comme une circonférence de cercle pour

plus de simplicité, $= 2\pi \times 0,37 = 2^{m},32$. L'arc occupé par l'air, dans cette spire, se trouve par $0,132 : 2,32 :: 0,944 : x = 0,77$; c'est-à-dire que cet arc est à très peu près le $\frac{1}{3}$ de la circonférence, ou de 120° sexagésimaux. Le sinus verse de cet arc, dont le rayon est de $0^{m},37$, est $0,555 = h$; donc le nombre de spires $n = \dfrac{10}{0,50 + \frac{1}{3} \cdot 0,555} = 13$ environ.

Les rayons R et r étant connus, on répartit leur différence sur toutes les 11 spires intermédiaires.

ÉTABLISSEMENT D'UNE POMPE ASPIRANTE ET FOULANTE POUR ÉLEVER DE L'EAU A UNE GRANDE HAUTEUR.

206. Supposons qu'une source abondante se trouve au pied d'une montagne sur laquelle une ville est bâtie, et qu'on veuille y élever les eaux. Une rivière passe aussi au pied de la montagne, et l'on peut se procurer une chute et le volume d'eau dont on peut avoir besoin pour fournir le travail moteur nécessaire à une roue hydraulique qui doit faire mouvoir la pompe. La source produit moyennement 7200^{litres} d'eau par heure, et la hauteur à laquelle on veut les élever est de 120 mètres. L'eau arriverait dans un château d'eau placé sur le point culminant de la ville pour être de là dirigée sur plusieurs points où l'on établirait des fontaines. On demande quel doit être le travail moteur et les dimensions de la pompe. Ce cas se présente à Montreuil-sur-Mer (Pas-de-Calais); les nombres seulement sont différents.

Donnons à la pompe une vitesse de $0^{m},20 = V$ par seconde (n° 86); supposons-la à simple effet, et supposons encore que la course simple soit de $0^{m},16 = c$. Le volume engendré dans la course ascendante ou descendante sera $= \pi r'^2 \times 0,16$. Le nombre d'oscillations entières qu'elle devra faire par minute est donné par $n = \dfrac{60 \times V}{2 \cdot c} = 37,5$ (n° 3);

la quantité d'eau qui doit être fournie dans une minute, est $\frac{7200}{60} = 120$ litres, et dans une oscillation $\frac{120}{37,5} = 3^{\text{lit.}},20 = 0^{\text{m.c.c.}},0032$. Mais le volume engendré par la course du piston est à peu près le $\frac{1}{4}$ en sus du volume lancé (nº 86), donc $\pi r^2 \times 0,16 = 0,0032 + \frac{0,0032}{4} = 0^{\text{m.c.c.}},004$, d'où le rayon du piston $r = 0^{\text{m.}},09$ environ. Quant aux rayons à donner aux tuyaux d'aspiration et d'injection, on se rappellera ce que nous avons déjà dit : que si on diminue le frottement en donnant un grand diamètre aux tuyaux, on augmente aussi beaucoup la dépense. Pour les épaisseurs, on se servira des formules données.

Le volume d'eau à fournir dans une seconde $= \frac{120}{60} = 2^{\text{lit.}} = 2^{\text{k.}}$, le travail utile sera donc $2^{\text{k.}} \times 120^{\text{m.}} = 240^{\text{k.m.}}$ (nº 83).

Maintenant, si par des calculs semblables à ceux que nous avons faits dans le nº 226, nous trouvons qu'il faille tripler le travail utile pour tous les frottements du piston, des tourillons de la roue, de celui du frottement de l'eau contre le long tuyau d'ascension, qui sera beaucoup plus long que la hauteur verticale de 120 mètres, puisque le tuyau suivra la pente du terrain et passera par différentes rues pour se rendre au château d'eau, et certes ce ne sera pas trop, car il y a encore les pertes dues aux coudes et aux contractions; nous aurons pour le travail moteur $PV = 3 \times 240 = 720^{\text{k.m.}}$. Suivant la chute, on se déterminera sur le choix de la roue que l'on calculera comme dans les exemples donnés.

ÉTABLISSEMENT D'UN TREUIL A VOLANT ET A MANIVELLE POUR ÉLEVER UNE CERTAINE QUANTITÉ D'EAU D'UN PUITS DANS UN TEMPS DONNÉ.

207. On voudrait élever d'un puits de 80 mètres de pro-

fondeur, au moyen d'un treuil à manivelle, 500 litres d'eau par heure; on demande combien il faudrait y employer d'hommes.

Le travail utile dans une heure serait $500^{l.} \times 80 = 40000^{k.m.}$; mais nous savons qu'un homme peut développer $170000^{k.m.}$ sur la manivelle d'un treuil quand il travaille huit heures par jour; dans une heure il développerait donc un travail de $21250^{k.m.}$; il faudrait donc à peu près 2 hommes.

ÉTABLISSEMENT D'UN CHAPELET INCLINÉ.

208. Proposons-nous, avec un chapelet incliné, d'élever $50^{m.c.}$ d'eau dans une heure à la hauteur de 4 mètres; on demande combien il faudrait y employer de chevaux.

Le travail utile qu'on veut obtenir dans une heure serait donc de $50000^{k.m.} \times 4 = 200000^{k.m.}$, et dans une seconde, de $55^{k.m.},55$. Le rapport du travail utile au travail moteur est de 0,38 (tableau A), ou $\frac{55,55}{PV} = 0,38$; d'où $PV =$ 146,20 environ, et d'après le tableau L il faudrait $\frac{146,20}{40,50} =$ 3,61, c'est-à-dire de 3 à 4 chevaux allant au pas.

Supposons que la distance du point d'attache de chaque cheval au centre du manége soit de 4 mètres pour qu'ils puissent tourner commodément, la circonférence décrite par ce point sera de $25^{m.},12$. La vitesse d'un cheval allant au pas est de $0^{m.},90$ (tableau L); donc le nombre de tours qu'il fera dans une minute sera $n = \frac{0,90 \times 60}{25,12} = 2,15$ environ.

Il sera facile, avec ce nombre de tours et en se donnant le diamètre du grand rouet fixé à l'arbre du manége, de trouver le diamètre des lanternes (n° 44); quand on aura fixé le nombre de tours qu'elles doivent faire, et par suite on aura leur vitesse. Supposons qu'elle ait été trouvée de $0^{m.},94$ par seconde, ce sera aussi la vitesse du chapelet.

Si l est la largeur des palettes et h leur hauteur, la surface de chacune sera $l \times h$, et le volume que chaque palette engendre dans une seconde $= l \times h \times 0{,}94$. Le volume d'eau qui doit être élevé par seconde est de $\frac{50}{3600} = 0{,}0139$ environ ; mais à cause des pertes nous le doublerons, et nous ferons $l \times h \times 0{,}94 = 0{,}0278$. Si nous donnons à la hauteur h, $0{,}12$, leur longueur sera $l = \frac{0{,}0278}{0{,}94 \times 0{,}12} = 0^{m},24$.

APPLICATION DU BÉLIER HYDRAULIQUE.

209. Soit proposé d'élever $999^{k},60$ d'eau dans une heure, ou $16^{k},66$ par minute, à la hauteur de $14^{m} = h$, avec une hauteur de chute de $1^{m},20 = H$; on demande quelle serait la dépense d'eau dans une seconde, et les principales dimensions de la machine.

Le travail utile est dans une minute, $= 16{,}66 \times 14 = 233{,}24 = qh$. Le volume d'eau qui doit s'écouler par minute pour produire l'effet demandé, sera donc

$$Q = \frac{233{,}24}{1{,}20\,(1{,}20 - 0{,}2\sqrt{1{,}20 \times 14})} = 511^{k},49,$$

ce qui répond à un volume de $0^{m.c.c.},511$ par minute, et à un volume de $0^{m.c.c.},0685$ par seconde $= Q'$.

Le diamètre du corps du bélier sera $= 1{,}70\sqrt{0{,}0685} = 0^{m},156$ (nº 179). La longueur du corps du bélier sera au moins de $13^{m},5$, et l'on donnera 15 mètres. On se conformera pour le reste à ce qui a été dit dans le nº 179.

Le travail moteur sera par minute $= 511{,}49 \times 1{,}20 = 617^{k.m.},79$.

CALCULS RELATIFS A L'ÉTABLISSEMENT DES MACHINES A VAPEUR.

210. Quand on veut établir une machine à vapeur, on doit, comme pour les usines mues par l'eau, se proposer

l'ouvrage que l'on veut obtenir dans un temps donné, et calculer le volume de vapeur qui par le travail de sa force élastique doit vaincre les résistances utiles et nuisibles de la machine. Les formules données (n° 154, 155), nous serviront à déterminer ce volume de vapeur d'après le travail moteur P V qui doit être employé pour produire l'effet demandé, et que l'on peut connaître au moyen du tableau A. Nous savons déjà calculer la quantité de combustible nécessaire pour produire cette vapeur, et la quantité d'eau qu'il faudrait pour la condenser (n° 100 et 101); il faut encore savoir trouver les rayons des pistons moteurs, les dimensions du condenseur, les rayons des pompes, les diamètres des tuyaux, celui du trou fermé par une soupape de sûreté, le poids à donner au flotteur, enfin, les dimensions des chaudières, grilles, cendriers et cheminées.

211. *Rayon d'un piston moteur.* — Le volume engendré par le piston dans une seconde, est exprimé par $\frac{\pi r^2 \times n \times 2c}{60}$; à cause des fuites et des soupapes qui ne se ferment ni ne s'ouvrent instantanément, le volume E de vapeur introduit par seconde, est un peu moindre que celui qui est engendré par le piston dans le même temps; il conviendra de faire E = 0,80 environ du volume engendré, équation qui donnera le rayon r du piston.

On donne ordinairement au piston moteur un mètre environ de vitesse par seconde, parce que le travail développé par le frottement croît comme la vitesse, et que pour un même travail moteur, le travail des frottements est plus grand pour une grande que pour une petite vitesse.

Si le diamètre du grand piston est réglé de manière que la détente soit quatre fois le volume engendré par le petit, on lui donnera un diamètre double de l'autre. D'ailleurs, le volume de la détente étant donné, et dans la limite que nous venons d'indiquer, ou de 4, si on suppose les courses

des deux pistons à peu près égales, le rayon du grand piston se trouvera par la proportion $\pi r^2 : n\pi r^2 :: r^2 : R^2$; n indiquant le nombre de fois que la surface du grand piston contient celle du petit, ou que le volume de la détente contient le volume engendré par le petit piston; ce qui donne $R = r\sqrt{n}$.

212. *Volume du condenseur.* — Le condenseur doit contenir l'eau de condensation, l'eau d'injection et l'air que ces eaux contiennent. En multipliant le volume E de vapeur par sa densité (nº 2), on a le poids de l'eau de condensation en kilogrammes, ou le nombre de litres en une seconde.

Le poids d'eau d'injection est donné par la formule du nº 101; on ajoute ces deux quantités; l'on multiplie la somme par 60, et l'on divise par le nombre d'oscillations entières dans une minute pour avoir l'eau totale d'injection et de condensation par coup de piston. On observe ensuite que l'eau à l'air libre contient un volume d'air égal au $\frac{1}{20}$ du sien propre. On prend donc le 20e du nombre de litres d'eau trouvé, et l'on cherche, par les lois de Mariotte et de Gay-Lussac, le volume que prend cet air quand il arrive dans le condenseur, où il prend une nouvelle température et est soumis à une autre pression; ce volume d'air ajouté au volume total d'eau, donne le volume du condenseur.

213. *Rayon de la pompe aspirante dite à air.* — Cette pompe devant vider le condenseur à chaque coup de piston, et dans les pompes le volume engendré par le piston étant le $\frac{1}{5}$ en sus environ du volume lancé ou aspiré (nº 86), on ajoutera le $\frac{1}{5}$ au volume trouvé ci-dessus, et l'on égalera la somme à $\pi r^2 \times c$, c étant l'amplitude d'une course que l'on détermine par la position du point de suspension de la tige du balancier. Cette égalité donnera le rayon r du piston.

214. *Rayons de la pompe alimentaire et de la pompe à eau froide.* — Sachant que la pompe alimentaire doit ramener dans la chaudière le poids de la dépense d'eau ou celui de l'eau de condensation, et que celle à eau froide doit

fournir l'eau d'injection ; si les deux pompes sont à simple effet, on cherchera ces quantités par coup de piston, on les augmentera d'à peu près un quart, et on les égalera, comme ci-dessus, au volume engendré par le piston dans une course ascendante ou descendante ; l'amplitude des pistons se déterminant toujours d'après la position du point d'attache de la tige.

215. *Rayons des tuyaux qui conduisent la vapeur.* — On se conformera aux règles données dans la première partie sur l'écoulement des gaz, pour déterminer la vitesse de la vapeur ; la dépense divisée par cette vitesse donnera la surface de la section du tuyau qu'on égalera à πr^2, et de cette égalité on tirera le rayon du tuyau.

On estime, dans le passage de la chaudière au cylindre où agit le piston moteur, que la différence de tension aux extrémités du tuyau n'excède pas $\frac{1}{10}$ de la tension de la vapeur dans la chaudière.

216. *Diamètre du trou fermé par une soupape de sûreté.* — Le diamètre de cette ouverture doit être calculé en raison du volume de vapeur qui s'écoulerait dans le cas où la soupape serait forcée. D'après M. Péclet, quand le feu a une très grande activité, un mètre carré de surface de chauffe peut produire jusqu'à 100 kil. de vapeur dans une heure. En partant de cette donnée, la surface de chauffe de la chaudière étant connue, on aura la quantité de kil. de vapeur qui peut être produite dans une seconde, volume qu'on égalera à $m \pi r^2 V$. La vitesse se calculera par la formule du n° 59 ; le coefficient de la dépense est donné par le tableau B, ou par ce que nous avons dit dans le n° 61, nous aurons donc le rayon de l'ouverture.

217. *Calcul du contre-poids du flotteur.* — l et L étant les bras de levier du contre-poids p et du flotteur P, et V le volume de ce flotteur, si on veut qu'il plonge moitié dans l'eau, le poids du volume d'eau déplacé sera $\frac{1}{2}$ V . 1000, et le flot-

leur ne pèsera plus que $P - \frac{1}{4} V \cdot 1000$. L'équation d'équilibre $pl = L(P - \frac{1}{4} V \cdot 1000)$ donnera p, les autres quantités étant connues. (*Fig.* 107).

218. *Proportion des chaudières.* — Dans les chaudières de Watt, la capacité de la chaudière est égale à 3 fois l'espace laissé libre pour la vapeur, et celui-ci est 12 à 15 fois le volume de vapeur dépensé à chaque coup de piston. L'eau en occupe les $\frac{2}{3}$. Dans les chaudières à bouilleurs, l'espace laissé libre est aussi 12 à 15 fois le volume de vapeur dépensé à chaque coup de piston. Il y a de plus 2 bouilleurs de $0^{m.},25$ à $0^{m.},30$ de diamètre. Ces données nous mettront à même de calculer le volume des chaudières, puisque nous pouvons connaître la dépense.

219. *Surface de chauffe.* — Dans les chaudières de Watt, on ne compte guère que sur 30 kil. de vapeur par mètre carré et par heure; dans celles de Wolf on en compte 36. On regarde la surface de chauffe comme moitié de la surface totale de la chaudière dans les chaudières de Watt et un peu plus forte dans celle de Wolf.

220. *Épaisseur des chaudières.* — D'après une ordonnance du 25 mai 1828 sur les épreuves à faire subir aux machines à haute pression, l'épaisseur des chaudières en tôle de fer ou de cuivre, doit être donnée par $e = 0,018 . d (n - 1) + 3^{mil.}$, dans laquelle e est l'épaisseur de la chaudière exprimée en millimètres, d le diamètre intérieur exprimé en centimètres et n le nombre d'atmosphères que la chaudière doit supporter au plus.

221. *Grilles.* — La couche de houille sur la grille d'un fourneau doit être de 0,05 à $0^{m.},06$; le vide est le quart de la surface de la grille; l'écartement des barreaux est d'environ $0^{m.},025$. On donne $0^{m.c.},025$ de surface de grille pour chaque kil. de houille à brûler par heure. Les barreaux sont en fonte; leur section transversale est un trapèze dont la plus

large base est en haut. La distance de la grille à la chaudière, est de $0^{m},30$ à $0^{m},40$. La longueur de la grille est d'environ $\frac{1}{5}$ de celle de la chaudière.

Il faut $1^{m.c.}$ de surface de grille pour brûler 80 à 90 kil. de bois par heure et $\frac{1}{4}$ de vide. Le foyer a $0^{m.c.c.},015$ de capacité par kil. de bois; la hauteur du foyer au-dessus de la grille est de 0,50 à $0^{m},60$.

222. *Carneaux et cheminée.* — On donne à l'aire des carneaux et des cheminées, $\frac{1}{5}$ de la surface totale de la grille quand la cheminée a $30^{m.}$ de haut, et $\frac{1}{4}$ quand elle n'a que 10 à $15^{m.}$ Cette section est partout la même, et les coudes, s'il y en a, doivent être arrondis.

Le fond du premier carneau est à $0^{m.},10$ au-dessus de la grille quand on brûle de la houille. Il suffit que la flamme chauffe le fond de la chaudière et circule une fois sur tout le développement; il est donc inutile de multiplier les carneaux. La cheminée doit être le plus près possible du fourneau.

Quand toutes ces proportions sont observées, que la houille est bonne et le feu bien conduit, on obtient dans les chaudières de Watt et de Wolf 6 à 7 kil. de vapeur par kil. de charbon brûlé.

223. *Quantité d'eau nécessaire par force de cheval-vapeur.* — On se sert ordinairement de l'eau de condensation pour alimenter les chaudières; il suffira donc de calculer l'eau d'injection nécessaire pour avoir celle dont la machine aura besoin.

224. *Charbon brûlé par force de cheval-vapeur et par heure.* — On compte sur 5 à 6 kil. de houille de bonne qualité dans les machines à basse pression, sans détente et avec condensation; sur $2^{kil.},5$ à 3 et jusqu'à 4, dans celles à haute pression avec détente et condensation; sur 4 à 5 kil. environ dans les machines à haute pression avec détente et sans con-

densation ; enfin sur 8 à 10 kil. dans celles à haute pression sans détente ni condensation.

Les machines à basse pression sont simples, consomment plus de charbon que les autres, comme on le voit, excepté les dernières ; elles donnent lieu à moins de perte de travail par les frottements et présentent moins de danger. Les machines à détente et condensation sont celles qui consomment le moins de combustible, mais elles sont plus compliquées. Les machines à haute pression avec détente sans condensation, s'emploient surtout pour les locomotives et les bateaux à vapeur parce qu'elles occupent moins de place ; mais elles présentent plus de danger que celles à basse pression. Enfin celles à haute pression, sans détente ni condensation, sont celles qui consomment le plus de combustible, donnent lieu à plus de fuite et exposent aussi à plus de danger que celles des deux premiers systèmes.

APPLICATION AUX FILATURES.

225. Proposons-nous d'établir une filature de coton de 12000 broches, mue par une machine à basse pression sans détente et avec condensation, la tension de la vapeur dans le condenseur étant d'une atmosphère et $\frac{1}{8}$.

Travail moteur. — D'après le tableau A, nous prendrons 450 broches par force de cheval-vapeur ; nous aurons donc pour la force de la machine $\frac{12000}{450} = 26,67$ chevaux-vapeurs $= 2000^{\text{k-m}},25 = PV$.

Volume de vapeur à fournir dans 1". — Il est donné par $E = \frac{PV}{(T-t)f}$ (n° 154). La tension de la vapeur dans la chaudière doit être d'une atmosphère et $\frac{1}{8}$, elle sera donc par mètre carré de $10330 + \frac{10330}{8} = 11621^{\text{kil.}},25 = T$ (n° 52).

On peut admettre sans erreur sensible que la température

dans le condenseur est de 40° centigrades. La tension correspondante à cette température serait donc de 710 kil. par mètre carré (tabl. H et I) $= t$. La force de la machine devant être de 26 à 27 chevaux, l'effet utile serait d'environ 50 chevaux sans les frottements, ce que l'on peut conclure d'après l'effet qu'on veut obtenir et des coefficients de correction donnés par le tableau du n° 154. Ainsi le coefficient à prendre serait de 0,60 (tabl. du n° 154) et la dépense

$$E = \frac{2000,25}{(11621,25 - 710)\,0,60} = 0^{m.c.c.},305.$$

Rayon du piston moteur. — Il est donné par $\frac{0,8.\pi r^2 \times n \times 2c}{60} = 0^{m.c.c.},305$ (n° 211). Si nous donnons au piston une vitesse de 1,118 par seconde $= V$; la course simple sera donnée par $c = \frac{60 \times V}{n \times 2}$, et si nous ne voulons faire que 20 oscillations par minute $= n$, $c = \frac{60 \times 1,118}{20 \times 2} = 1^m,677$, et le rayon du piston

$$r = \sqrt{\frac{60 \times 0,305}{0,8 \times 3,1416 \times 20 \times 3,354}} = 0^m,33.$$

Densité de la vapeur. — Elle est donnée par la formule $\frac{0,7827 \times p}{1 + 0,00375 \times t}$; $p = 1^k,1621$ par centimètre carré, $t = 103°$ environ, ces nombres substitués dans la formule nous donnent $0^k,65$ pour la densité de la vapeur (n° 59).

Quantité de combustible qu'il faudra brûler pour obtenir la vapeur nécessaire. — Nous avons $\pi = 0,305 \times 0,65 = 0^k,198$; $t = 103°$, $t' = 40$, $N = 7050$ (n° 100); ces nombres substitués dans la formule $\pi\frac{(550 + t - t')}{N}$, nous donnent $0^k,056$ par 1″ et par heure $211^k,60$, dont il faut prendre environ les $\frac{2}{3}$, ce qui nous donne $135^k,42$ pour

les 26.67 chevaux-vapeurs, ou $5^{k},08$ par cheval-vapeur, ce que l'expérience a donné à peu près.

Quantité d'eau d'injection. — Le poids de vapeur à condenser est $\pi = 0^{k},198$, $t = 103°$, la température de l'eau froide est supposée de $12° = t_1$, $t' = 40°$, et la formule $\pi \frac{(550 + t - t')}{t' - t_1}$ nous donne $4^{k},33$ ou $4^{lit.},33$ (nº 101).

Volume du condenseur au minimum. — Le condenseur doit contenir l'eau d'injection $= 4^{lit.},33$, l'eau de condensation $= 0^{k},198$, ce qui fait un total par $\pi'' = 4^{lit.},528$ et par coup de piston $\frac{4,528 \times 60}{20} = 13,58$. Il doit encore contenir l'air que ces eaux renferment et l'on sait que l'eau à l'air libre, contient environ le $\frac{1}{10}$ du sien propre; elles en contiendront donc $\frac{13,58}{20} = 0^{lit.},67$; mais cet air vient du dehors où la température moyenne est supposée de 12° et sous la pression de $1^{k},033$, et arrive dans le condenseur où la température est de 40° et la pression de $0^{k},071$. Il faut donc trouver le volume d'air en raison de cette nouvelle température et de cette nouvelle tension. En faisant abstraction de la température d'abord, on trouve pour ce volume $0^{lit.},67 : x :: 0,071 : 1^{k},033$, d'où $x = 9^{lit.},75$ environ (nº 54).

Si un volume d'air à zéro est représenté par 1, à 12° il sera $= 1 + 0,00375 \times 12 = 1,045$ (nº 89), et à 40°, on trouve $1 + 0,00375 \times 40 = 1,150$; le volume d'air cherché sera donc $= \frac{1,150}{1,045} \times 9,75 = 10^{lit.},73$; le volume total du condenseur serait donc de $13^{lit.},58 + 10^{lit.},73 = 24^{lit.},31$ $= 0^{m.c.c.},024$.

Rayon de la pompe à air. — C'est une pompe aspirante qui doit enlever à chaque coup de piston le volume d'eau et d'air qui se trouve dans le condenseur; le volume engendré par le piston devrait donc être, dans une course,

de $0^{m.c.c.},024$; mais comme ce volume doit être du $\frac{1}{4}$ en sus environ du volume d'eau et d'air (n° 213), on fera $\pi r^2 \times c = 0,024 + \frac{0,024}{4} = 0,03$, d'où $r = \sqrt{\frac{0,03}{\pi \times c}}$. Connaissant la longueur du balancier qui est à peu près trois fois la course du piston moteur $= 1^m,677$, et le point d'attache de la tige du piston de la pompe à air, il sera facile par une proportion, de connaître la course de celui-ci, ou c, et par suite on aura son rayon r.

Rayon de la pompe alimentaire. — On doit faire retourner dans la chaudière ce qui en sort. Or par $1''$ il en sort $0^{lit.},198$ et par coup de piston $\frac{60 \times 0,198}{20} = 0^{lit.},594$. Le volume engendré par le piston de cette pompe qui est à simple effet, sera $0,594 + \frac{0,594}{4} = 0^{lit.},742 = 0^{m.c.c.},007 = \pi r^2 \times c'$, d'où $r = \sqrt{\frac{0,007}{\pi c'}}$, la course c' de ce piston se déterminera comme nous l'avons dit ci-dessus.

Rayon de la pompe à eau froide. — Elle doit fournir l'eau d'injection qui est de $4^{lit.},33$ par $1''$, ou de $\frac{60 \times 4,33}{20} = 12^{lit.},99$ par coup, si elle est à simple effet, et nous ferons comme précédemment $\pi r^2 c'' = 12^{lit.},99 + \frac{12^{lit.},99}{4} = 16^{lit.},23 = 0^{m.c.c.},016$, d'où $r = \sqrt{\frac{0,016}{\pi \times c''}}$.

Poids du volant. — En supposant que le fil de coton qu'on veut obtenir soit du n° 20, on pourra faire $m = 20$; nous savons déjà que $N = 26,67$, $n = 20$; si nous voulons que la vitesse moyenne du volant soit de 5^m par seconde, nous

aurons pour le poids de l'anneau $P = \frac{4645 \times 20 \times 26,67}{20 \times 25} = 4955$ kil. (nº 48).

Ayant la vitesse moyenne du volant, il sera facile de déterminer son rayon moyen (nº 3) et par suite en se donnant la hauteur de la jante ou son épaisseur, on aura l'autre dimension au moyen de la formule $2\pi R' \times c \times l \times 7207 = P$ (nº 48).

Contre-poids du flotteur. — On a pour le déterminer la formule $p = \frac{L(P - \frac{1}{2} V.1000)}{l}$ (nº 217). On se donnera un parallélipipède de marbre par exemple, d'un poids P et d'un volume V, les bras de levier L et l du flotteur et du contre-poids, et la formule donnera le poids de ce dernier.

Rayons des tuyaux qui conduisent la vapeur. — Supposons que la différence de tension aux extrémités du tuyau qui conduit la vapeur de la chaudière aux boîtes de distributions soit de $\frac{1}{30}$ de la tension de la vapeur dans la chaudière, ou $\frac{11621,25}{30} = 387$ kil. environ par mètre carré $= p - p'$ (nº 215), la densité de cette vapeur est donnée par $\frac{0,7827 \times p}{1 + 0,00375.t}$. La tension intérieure $= p = 1,0330 + 0,0387 = 1,0717$, la température correspondante sera de 101° environ (tab. I); donc la densité $= 0^{k},61$ environ $= \Pi$, et la vitesse de la vapeur $= \sqrt{\frac{2g(p-p')}{\Pi}} = 111$ kil. environ (nºˢ 215 et 59). La surface de la section du tuyau sera donc $\frac{6,305}{111} = 0^{m.c.},05 = \pi r^2$, d'où le rayon

$$r = \sqrt{\frac{0,05}{3,14}} = 0,012.$$ Il serait avantageux de donner un plus grand rayon à ce tuyau pour diminuer la perte de force

vive de la vapeur contre le piston, qu'elle acquiert par la différence de tension $p-p'$. C'est ainsi qu'on opérera pour les rayons des autres tuyaux.

Surface de la chaudière, son rayon et son épaisseur. — Le poids de vapeur qui doit être fourni per seconde étant $0,305 \times 0,65 = 0^{k},198$, et par heure $713^{k},70$, la surface de chauffe sera $= \frac{713,70}{36} = 19^{m.c.},83$ (nº 219). On se donnera le diamètre des bouilleurs et on en calculera la surface que l'on retranchera de $19^{m.c.},83$; cette différence sera la surface de chauffe de la chaudière, en la doublant on aura à peu près sa surface totale; mais comme une partie de cette chaudière est couverte par la maçonnerie on y aura égard. La surface étant connue, il sera facile d'en avoir le diamètre. Si ce diamètre avait été trouvé de 98 centim. $= d$, et si on admet que la plus forte pression à laquelle la chaudière doit être exposée ne dépasse pas 4 atmosphères $= n$, on aura pour son épaisseur $e = 0,018 \times 98 \times (4-1) + 3 = 8^{mill.},29$ (nº 220).

Grille, carneau, cheminée. — La quantité de combustible à brûler par heure est $= 135^{k},42$; la surface de la grille $= 135,42 \times 0,025 = 3^{m.c.},39$. Sa longueur sera de $2^{m.}$, sa distance à la chaudière de $0_{m.},35$ (nº 221). En donnant $30^{m.}$ de haut à la cheminée, l'aire des carneaux $= \frac{3,39}{5} = 0^{m.c.},67$; ce sera aussi l'aire de la cheminée (nº 222).

Diamètre du trou formé par la soupape de sûreté. — On pourrait avoir au maximum $100 \times 9,91 = 991^{kil.}$ de vapeur par heure, ou $0^{k},27$ par $1'' = m \pi r^2 V$ (nº 216). On cherchera V comme nous l'avons fait pour le rayon des tuyaux. La densité de la vapeur $= 0^{k},65$, $p-p' = 1291$, donc la

vitesse $V = \sqrt{\frac{2g \times 1291}{0,65}} = 197$ environ. Si nous supposons qu'il y ait un petit tuyau additionnel cylindrique, $m = 0,82$ (nº 62), donc $r = \sqrt{\frac{0,27}{0,82 \times 3,14 \times 197}} = 0^{m},023$.

ÉTABLISSEMENT DES MACHINES SOUFFLANTES.

226. Différentes machines ont été imaginées pour alimenter la combustion des fourneaux ; ce sont les soufflets ordinaires, ceux à piston, les cagnardelles, les ventilateurs, les soufflets hydrauliques à caisse plongeante, les soufflets à tonneaux et les trompes.

Dans les hauts-fourneaux on n'emploie plus guère que les soufflets à piston ; cependant on peut se servir de cagnardelles pour les hauts-fourneaux au charbon de bois de moyenne grandeur, comme on le fait en Franche-Comté ; c'est tout ce que ces machines peuvent faire, à cause de la faible pression de l'air qu'elles fournissent. Elles peuvent aussi être employées pour les fourneaux à la Wilkinson.

Par cette même raison, que l'air ne peut être lancé que sous une faible pression, on a abandonné les soufflets hydrauliques et les soufflets ordinaires dans les forges. Le ventilateur ne convient que pour les fourneaux à la Wilkinson et les forges de maréchal. Les trompes sont employées dans les forges catalanes et pour alimenter des forges de maréchal ; mais il faut pour les établir de grandes chutes et de l'eau en abondance. Nous allons nous occuper particulièrement de l'établissement des soufflets à piston. (*Fig.* 125).

Quand on établit ces machines, comme toutes les autres, on doit se proposer de produire un effet donné ; dans cet exemple d'application, nous devons donc chercher le volume d'air nécessaire et sous une pression convenable, pour

produire une quantité donnée de fonte. Voici comment on peut arriver à la solution de cette question.

La pression de l'air qu'on lance dans les fourneaux doit varier avec l'espèce de charbon employé ; car plus le combustible est dense, plus le courant d'air doit être rapide.

D'après M. Karsten, le charbon de sapin très léger demande un air sous une pression de 0,31 à $0^m,46$ de colonne d'eau, ou 0,02 à 0,03 de colonne de mercure.

Le charbon de sapin de bonne qualité demande un air sous une pression de 0,46 à $0^m,63$ de colonne d'eau, ou 0,03 à 0,05 de colonne de mercure.

Le charbon de sapin sylvestre et de bois dur demande un air sous une pression de 0,63 à $0^m,94$ de colonne d'eau, ou 0,04 à 0,07 de colonne de mercure.

Le coke tendre et facilement inflammable demande un air sous une pression de 1,25 à $1^m,88$ de colonne d'eau, ou 0,09 à 0,14 de colonne de mercure.

Le coke dur et compacte demande un air sous une pression de 1,88 à $2^m,51$ de colonne d'eau, ou 0,13 à 0,19 de colonne de mercure.

Dans l'excellent ouvrage sur la *Métallurgie du fer*, par M. Walter, on trouve que dans les fourneaux au coke, il faut pour produire 100 kil. de fonte avec des minerais fusibles, moyennement 195 kil. de coke.

Idem, 100 kil. de fonte avec des minerais moyennement fusibles, 235 kil. de coke, terme moyen.

Idem, 100 kil. de fonte avec des minerais difficilement fusibles, 280 kil. de coke, terme moyen.

Dans les fourneaux au charbon de bois, il faut pour produire 100 kil. de fonte avec des minerais fusibles, rendant 30 ou 35 pour 100, moyennement 100 kil. de charbon.

Idem, il faut pour produire 100 kil. de fonte avec des minerais difficilement fusibles, rendant 40 à 50 pour 100, moyennement 230 kil. de charbon.

Idem, il faut pour produire 100 kil. de fonte avec des minerais moyennement fusibles, rendant 40 à 50 pour 100, moyennement 160 kil. de charbon.

Dans tous les cas, il paraît qu'il faut à peu près, par minute, 225 pieds cubes d'air pour brûler 1 kil. de charbon ou de coke dans les hauts-fourneaux.

D'après ces résultats d'expérience, si on veut établir un haut-fourneau au charbon de bois, qui doive donner 3500 kil. de fonte en 24 heures, avec des minerais moyennement fusibles, rendant 40 à 50 pour 100, il faudra une quantité de charbon donnée par la proportion $100 : 160 :: 3500 : x =$ 5600 kil. de charbon en 24 heures, ou $3^{k.},88$ par minute, et un volume d'air $= 3,88 \times 225 = 873$ pieds cubes $= \frac{873}{29,17} = 29^{m.c.c.},96$ par minute. Si l'on brûle du bois dur, il faut que cet air soit lancé sous une pression de 0,04 à $0^{m.},07$ de colonne de mercure; nous prendrons $0^{m.},055$, ce que nous avons trouvé, à très peu près, chez madame Dornier.

Vitesse de l'air. — Cette vitesse est donnée par $V = \sqrt{\frac{2g(p-p')}{\Pi}}$ (nº 59). L'air devant être lancé sous une pression de $0^{m.},055$ de colonne de mercure, ce qui répond à $0^{k.},0747$ par centimètre carré, la pression intérieure serait par centimètre carré, $= 1^{k.},0330 + 0,0747 = 1^{k.},1077 = p$. Si nous cherchons la densité de l'air à zéro, $n = 0$, et l'on a $\Pi = \frac{1,257 \times p}{1 + 0,004 \times n} = 1^{k.},39$ (nº 59). $p - p' = 11077 - 10330 = 747$ par mètre carré, donc $V = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 747}{1,39}} = 121$ environ.

Travail utile. — Il est égal à $\frac{mV^2}{2}$ (nº 9). Le volume

d'air qui doit être lancé dans $1'' = \frac{29,96}{60} = 0^{m.c.c.},4992$, son poids $= 0,499 \times 1,39 = 0^{k.},69$, sa masse $m = \frac{0,69}{9,81} = 0,07$, et le travail utile $= \frac{0,07 \times (121)^2}{2} = 512^{k.m.},43$.

Pour avoir le travail développé sur la tige du piston, et par suite le travail moteur, il faut calculer le travail du frottement du piston, celui du frottement de l'air contre le tuyau, celui perdu par les coudes, les contractions, etc., ce qui ne présente aucune difficulté d'après les principes exposés dans la première partie. Nous nous bornerons aux deux principaux; mais avant, voyons quel est le rayon de ce piston et quelle est sa vitesse. Dans les machines à cylindres, on donne ordinairement 1 mètre de vitesse aux pistons. En comptant, comme pour les pompes, que le volume engendré qui est $= \frac{n\pi r^2 \times 2c}{60}$, est le quart en sus du volume lancé (n° 86); ce dernier volume sera les 0,8 du premier. (M. Walter prend 0,75 pour ce rapport dans les machines à cylindres, quand les garnitures sont convenablement entretenues, et 0,55 dans les machines à caisses). Nous observerons que le volume lancé que nous avons calculé, est à zéro de température, et que devant presque toujours être augmenté, nous devons calculer les dimensions du cylindre de manière à ce que le volume dilaté ramené à zéro puisse présenter celui exigé. Si le volume à zéro est v, à n' degrés il sera $v\,(1 + 0,004\,n')$ (n° 87); nous aurions donc, d'après ce que nous avons dit ci-dessus,

$v\,(1 + 0,004\,n') = 0,8\,\frac{(n\pi r^2 \times 2c)}{60}$. La vitesse du piston $1^{m.} = \frac{n.2c}{60}$, ou $60 = n.2c$, et cette équation devient $v\,(1 + 0,004.n) = 0,8.\pi r^2$. Si la moyenne des températures élevées est de 18°, on aura $r = \sqrt{\frac{1,072\,v}{2,51}}$.

Dans notre exemple $v = 0^{m.c.c.},499$, donc $r = 0^{m.},46$ environ. En hiver ce volume sera sans doute trop grand, mais on ralentira alors le mouvement du soufflet. Comme dans ces machines on prend ordinairement la course simple égale au diamètre, on a $c = 0,92$, et par suite le nombre d'oscillations entières dans une minute, ou $n = \frac{60}{2 \times 0,92} = 32,60$.

Le travail du frottement du piston est donné par $2\pi r f \times e(p - p')V$; $V = 1^{m.}$, $p - p' = 747$, $r = 0^{m.},46$; si nous supposons que $e = 0,08$, et en prenant, pour le frottement, le cas le plus défavorable, c'est-à-dire en supposant du cuir tanné frottant contre du bronze ou de la fonte, ce qui donne $f = 0,56$ (tableau E), on a $96^{k.m.},21$ pour le travail de ce frottement.

Pour avoir le travail du frottement de l'air contre le tuyau, il faudrait nous donner le rayon de ce tuyau. Plus le tuyau aura un grand diamètre, moins la vitesse de l'air y sera grande et moins le travail de ce frottement sera grand aussi, ce que montre la formule; mais le tuyau coûterait plus cher.

Donnons à la section de ce tuyau le 20e de celle du cylindre où agit le piston moteur. On trouvera à peu près pour son rayon $0^{m.},11$, sa circonférence $= 0^{m.},69 = c$, et sa surface $= 0^{m.c.},038 = a$; $\frac{p}{g} = 0,97$. Supposons que sa longueur totale $= 40^{m.} = L$, $n = 0,00315$ (n° 68). Puisqu'il doit s'écouler $0^{m.c.c.},499$ par seconde, la vitesse $u = \frac{0,499}{0,038} = 13$ mètres environ, donc le travail de ce frottement $= \frac{p}{g} \cdot \frac{n \cdot L \cdot c \cdot u^2}{a} = 27^{k.m.}$

Si le rayon avait été de $0^{m.},05$ au lieu d'être de $0,11$, la surface aurait été de $0^{m.c.},0078$; la vitesse u, de $64^{m.}$; son carré 4096, ou 24 fois le carré de 13 environ, c'est-à-dire, le carré de la première vitesse. Le travail perdu aurait donc été 24 fois plus grand. On voit combien il importe de don-

ner aux conduites d'air de grands diamètres, par rapport au diamètre de l'orifice des buses, mais il faut cependant considérer la dépense.

Le total de ces deux frottements serait donc de $123^{k.m.},21$, ou environ le $\frac{1}{4}$ du travail utile. Comme les autres pertes sont faibles, je crois qu'on peut prendre, sans s'éloigner sensiblement de la vérité, pour le travail moteur, le travail utile que nous avons trouvé de $512^{k.m.},43$. augmenté d'un tiers, ou $682^{k.m.} = 9$ chevaux vapeurs environ = PV. Ce travail moteur serait plus grand, tout étant égal d'ailleurs, si on employait une roue hydraulique au lieu d'une machine à vapeur ; car il faudrait encore ajouter au travail développé sur la tige du piston, celui qui est absorbé par les tourillons et les différents engrenages, pour avoir la valeur de PV qu'il faudrait introduire dans la formule de la roue qu'on emploierait ; mais ayant le travail développé sur la tige du piston, on pourra, au moyen des formules données dans la première partie, arriver au travail qui doit être développé sur la roue.

Maintenant, si on veut faire marcher ce soufflet à piston avec une machine de Wolf, ou avec une machine à détente et à condensation, la tension dans la chaudière étant de 2 atmosphères et demie, le volume de la détente 3 fois le volume engendré par le petit piston, et la température dans le condenseur de $45°$ cent. ; on aura $N = 3$, $\frac{p}{1{,}033} = 2{,}50$, $k = 21679$ (tableau G), $t = 960$, $PV = 682$, et à peu près $f' = 0,42$ (n° 155) ; le volume de vapeur qu'il faudrait fournir par seconde serait donc $E = \frac{PV}{(k \times \frac{p}{1033} - N \times t)f'}$ $= 0^{m.c.c.},031$ (numéro 55).

On déterminera le rayon du piston comme dans le n° 211, ainsi que sa course. On aura alors le volume engendré dans une course simple ; et en triplant, puisque la détente est tri-

ple, on aura le volume engendré, dans une course simple, par le grand piston. En se donnant c correspondant à ce piston, et en divisant ce dernier volume engendré par c, on aura la surface qu'on égalera à πR^2, ce qui donnera la valeur de son rayon. Tout le reste se calculera comme dans le n° 225.

Les soupapes d'aspiration auront des orifices d'environ $\frac{1}{11}$ de la section du cylindre, ceux des orifices des soupapes d'aspiration $\frac{1}{14}$ de cette même section. Au reste, tout ce doit se calculer d'après les règles établies.

Si on veut déterminer le rayon de l'orifice de la buse, puisque nous connaissons le volume v qui doit être fourni par 1″, nous aurons $v = m \pi r^2 \times V$. Or, nous connaissons la vitesse V que doit avoir cet air ; si le tuyau est terminé par une buse tronc conique, on a $m = 0{,}96$ (n° 62) ; on trouvera donc la valeur du rayon $r = \sqrt{\frac{v}{0{,}96 \times \pi . V}}$.

Si on voulait avoir le rayon quand le volume d'air prend une température de n degrés, alors on égalerait $v\,(1 + 0{,}004 . n)$ à la dépense exprimée comme ci-dessus, et on aurait ainsi les rayons que devraient avoir les orifices pour différentes températures.

Si les foyers sont alimentés avec de l'air chaud, le volume qui doit s'écouler par 1″ sera plus grand ; par conséquent si les sections restaient les mêmes que dans le cas précédent, la vitesse serait beaucoup plus grande, et par suite les frottements. Il faudrait donc augmenter les diamètres des conduites. On se contente de doubler les sections des tuyaux dans ce cas.

Le nombre des tuyères varie avec la quantité d'air à fournir. Pour les fourneaux au charbon de bois, on n'en met qu'une quand ce volume d'air est au-dessous de 24 mètres cubes par minute ; passé ce terme on en met deux. Pour les fourneaux au coke, on compte sur 2 tuyères lorsque le vo-

lume d'air à lancer par minute est au-dessous de 80$^{m.c.c.}$, et sur 3 quand le volume d'air est au-delà.

Il est nécessaire, pour qu'un haut-fourneau soit convenablement alimenté, que le mouvement de l'air varie le moins possible ; on le fait arriver, à cet effet, dans des réservoirs qu'on nomme régulateurs, d'où il sort ensuite sous une pression donnée pour se rendre dans le haut-fourneau.

Les régulateurs à eau se composent d'une caisse ouverte sur une des longues faces, placée, cette ouverture en dessous, dans une autre caisse qui contient de l'eau jusqu'à une certaine hauteur, et reposant sur des traverses et non immédiatement sur le fond de la seconde caisse. Il est évident que si on fait arriver de l'air dans la caisse renversée, sous une certaine pression et au-dessus de la pression atmosphérique, l'eau, qui était au même niveau dans les deux caisses, va baisser dans la caisse intérieure et s'élever dans la caisse extérieure ; le poids de la couche d'eau extérieure devra donc faire équilibre à la pression barométrique que l'on veut donner à cet air, en sus de la pression atmosphérique. Ainsi, si on veut que l'air intérieur qui arrive du soufflet dans le régulateur, ait, outre la pression atmosphérique qui fait équilibre à celle qui agit sur l'eau extérieure, une pression indiquée par la hauteur h de la colonne de mercure d'un manomètre, la hauteur h' que devra prendre l'eau extérieurement se trouvera par la proportion $h : h' :: 1000 : 13598$, d'où $h' = 13,598\ h$, les hauteurs étant en raison inverse des densités. Si on voulait placer, par exemple, un régulateur à eau au fourneau à la Wilkinson de l'école de Châlons (n° 59), dont la pression a été trouvée de $0^{m.},018 = h'$, la hauteur de la colonne d'eau qui lui ferait équilibre serait donc $h' = 13,598 \times 0,018 = 0^{m.},245$.

On emploie aussi une autre espèce de régulateur qu'on nomme régulateur à piston flottant. Qu'on s'imagine un cylindre dans lequel peut se mouvoir un piston, et au-dessus duquel deux tuyaux viennent se fixer, l'un qui y amène l'air

du soufflet sous une pression donnée, et l'autre par lequel il est conduit dans le haut-fourneau ; il est évident que si le poids du piston est calculé convenablement, il va d'abord être soulevé quand l'air arrive, et ensuite il descendra ; comprimera l'air au-dessous de lui, et le fera sortir sous une certaine pression, sa position se fixant alors. En nommant p la pression de l'air au-dessous, p' la pression atmosphérique qui agit au-dessus, et P le poids de ce piston, comme les forces qui agissent de haut en bas sont $P + p'$, et celle qui agit de bas en haut est p, pour que ces forces se maintiennent en équilibre, il faudra que $P + p' = p$; ou $P = p - p'$, $p - p'$ indiquant la hauteur de colonne de mercure d'un manomètre. Le poids de cette colonne de mercure ayant pour base la surface du piston πR^2, et pour hauteur h, serait $\pi R^2 \times h \times 13598^k$; il faudrait pour que l'équilibre eût lieu, que $P = \pi R^2 \times h \times 13598$. Dans le même exemple que ci-dessus, si le piston avait un mètre de diamètre, on aurait $P = \pi \times (0,50)^2 \times 0,018 \times 13598 = 190^k$; tel serait le poids que devrait avoir le piston pour que l'air sortît sous la pression manométrique de $0^m,018$.

ÉTABLISSEMENT D'UN MOULIN A VENT.

227. On voudrait établir un moulin à la hollandaise fabriquant 400 tonnes d'huile de 100 kil. chacune par an, ayant 5 pilons pesant 510 kil. chacun ; on demande quelles doivent être les dimensions à donner aux ailes.

Supposons que la vitesse moyenne des vents régnant dans le pays, soit de $7^m = v$. La vitesse V de l'extrémité des ailes devant être au maximum, 2,60 fois celle du vent, on aura $V = 2.60 \times 7 = 18^m,20$, et le nombre de tours du volant, en supposant que les ailes aient $13^m,50 = R$ de long, sera $n = \frac{60 \times V}{2\pi R} = 12,88$.

La surface de chaque aile est donnée par $A = \frac{PV}{0,13 \times v^3}$.

Ordinairement quand l'arbre du volant fait un tour les pilons sont soulevés 2 fois, chaque pilon sera donc soulevé 25,76 fois par minute, et les 5 pilons 128,80 fois. On les fait soulever de $0^{m},50$ environ ; le travail utile des 5 pilons qui font l'ouvrage, sera donc, dans une minute, de $128,80 \times 510 \times 0,50 = 32844^{k.m.}$, et dans une seconde, $547^{k.m.},40$. En admettant qu'il y ait aussi un pilon pour desserrer, continuellement en jeu, le travail qu'il demanderait dans 1″ serait $\frac{25,76 \times 250 \times 0,50}{60} = 53^{k.m.},66$, ce pilon devant avoir un poids d'environ $250^{kil.}$ (nº 188). Le travail utile total serait donc de $601^{k.m.},06$. Nous l'augmenterons de $\frac{1}{6}$ pour les frottements, et nous aurons pour le travail moteur $PV = 701^{k.m.},14$, et par suite la surface de chaque palette, ou $A = \frac{701,14}{0,13 \times (7)^3} = 15^{m.c.},72$. En lui donnant $1^{m.},90$ de largeur, sa longueur sera de $8^{m.},27$, c'est-à-dire que la largeur de l'aile sera un 6ᵉ environ de sa longueur (nº 188). Pour la construction de chaque aile on verra le nº 188.

FREIN DYNAMOMÉTRIQUE.

228. Le frein dynamométrique est un appareil employé pour mesurer l'effet utile des roues hydrauliques et des machines à vapeur. Souvent un propriétaire d'usine conteste au mécanicien constructeur, l'effet de la machine qu'il lui a fournie, et alors il se détermine à faire appliquer le frein ; il convient donc d'en dire quelques mots.

Supposons une usine en mouvement, une filature, par exemple, l'arbre de la roue ou du volant de la machine à vapeur aura un mouvement qui est à peu près constant. Si maintenant au lieu d'opposer la résistance des métiers et celle des frottements que demande la transmission du mou-

vement, au travail qui se développe sur le récepteur, on exerce une pression contre l'arbre de ce récepteur, de manière à produire un frottement dont le travail remplace exactement celui des métiers et celui que demande la transmission du mouvement, il est évident que le mouvement sera encore le même, c'est-à-dire que l'arbre du récepteur fera encore le même nombre de tours dans le même temps. C'est précisément ce que l'on fait avec le frein qui se compose d'un manchon en fonte que l'on peut centrer au moyen de vis de pression et d'une chaîne à plaques de tôle articulées qui embrasse le manchon et va se fixer sur le levier de sorte qu'il n'y a en contact que des surfaces métalliques. Le manchon est arrêté par des câles que l'on place entre lui et l'arbre. Il est assez grand pour pouvoir envelopper des arbres de différents diamètres. Tel est le frein de M. Egen (*Fig.* 133). M. Morin a remplacé le manchon par un collier à gorge en fonte composé de deux parties réunies par des boulons, et on cale toujours le collier sur l'arbre avec des coins afin qu'il ne glisse pas (*Fig.* 134).

Ceci posé, le levier étant fixé sur le collier par l'intermédiaire d'un coussinet, il est évident que lorsque la chaîne sera assez serrée pour qu'elle produise le frottement qui doit donner à l'arbre la vitesse qu'il aurait si les métiers marchaient, ce levier serait entraîné par l'arbre et ferait le même nombre de tours que lui si un poids n'y était fixé, et dès que ce poids sera assez grand pour que le levier ne fasse plus qu'osciller légèrement, sa longueur étant déterminée, il y aura équilibre entre le poids et le frottement exercé contre le collier. Ainsi si ce frottement est exprimé par fP (n° 24), que R soit son bras de levier, F le poids fixé au levier et L sa distance horizontale de l'axe de rotation au point où il est fixé, on aura $fP \times R = F \times L$, et par suite $fP \times 2.\pi.R.\frac{n}{60} = F \times 2\pi.L.\frac{n}{60}$; c'est-à-dire que le travail du frottement du collier est égal au travail du poids; mais le travail

de ce frottement remplace l'effet utile de la machine ; donc celui-ci est représenté par le poids F multiplié par le chemin que parcourrait le point où il est fixé si le levier tournait autour de l'arbre.

Si l'arbre était vertical le même appareil s'emploierait, il faudrait seulement soutenir le levier pour qu'il ne faussât pas les liens qui le fixent contre l'arbre, et l'on suspendrait le poids à une corde qui passerait sur une poulie de renvoi en tirant horizontalement.

Si on ne pouvait appliquer le frein sur l'arbre de la roue hydraulique ou du volant, on le placerait sur un autre arbre, mais alors il y aurait des frottements dont il faudrait tenir compte dans le calcul. Il peut arriver aussi qu'en l'appliquant sur l'arbre même de la roue hydraulique, on soit obligé de conserver une partie des engrenages qui servent à la transmission du mouvement, et dans ce cas il faudrait augmenter la charge du frein d'un certain poids qui remplacerait la résistance des frottements occasionnée par ces engrenages ; deux exemples vont éclaircir ceci.

J'eus occasion, dans la filature de M. Grivel (Pas-de-Calais), d'appliquer le frein de la figure 135 qui se compose d'un collier *a b* sur l'arbre *c* au moyen des écroux *d* et de deux boulons *e* qui entrent dans l'arbre et dans le collier, et d'une enveloppe *f f* à laquelle est fixé le levier. Un filet d'eau arrivait par la partie supérieure et mouillait les surfaces frottantes. Ce frein ne vaut pas l'autre puisqu'il faudrait un collier pour chaque arbre sur lequel on voudrait l'appliquer.

Il s'agissait de trouver le travail développé sur le rouet *e d* fixé sur l'arbre du volant. On fit varier le frottement en serrant ou desserrant les boulons *a* (*Fig.* 135.) et on augmenta ou on diminua convenablement le poids F jusqu'à ce que l'arbre *a b* sur lequel on fut obligé d'appliquer le frein, eût pris la vitesse qu'il aurait eue si l'on n'avait pas substitué le frottement du frein à la résistance des métiers. En nommant

$R' = 0^m,755$ et $R = 0,852$ les rayons primitifs des rouets de et cd, $r = 0,07$ celui du tourillon de l'arbre ab, q la réaction des deux roues, $p = 758$ le poids de l'arbre ab, celui d'une poulie qui y était fixée et du rouet de; F la charge du frein $= 200$, y compris le poids du levier rapporté au point de suspension; le bras de levier $L = 1^m,93$, $f = 0,08$, on trouve pour la première équation d'équilibre par rapport à l'axe $a\ b$ (*Fig.* 136), $q \times R' = F \times L + fr(F + p - q)$; d'où $q = \frac{FL + fr(F+p)}{R' + fr} = 514,95$ environ. Cette pression donne lieu au frottement $q \pi f \frac{m + m'}{m.m'}$ (n° 31) $m = 96$, $m' = 85$, $f = 0,08$, donc ce frottement $= 2,87$. L'effort total exercé sur md est donc $514,95 + 2,87 = 517,82$. La vitesse moyenne de la roue $cd = \frac{n \times 2\pi R}{60} = \frac{23,2 \times 2\pi \times 0,852}{60} = 0,207$ environ. Le travail développé sur l'arbre du volant qui constitue la force de la machine est donc $= 517,82 \times 0,207 = 107t,89 = 14,25$ chevaux-vapeurs.

D'après M. Grivel cette machine à vapeur fait marcher 9400 broches, métiers *mull-genys*, mais sans préparation, et comme nous l'avons dit ailleurs, la préparation demande 45 pour 100 et les métiers à filer 55 pour 100.

Cette machine à vapeur et une roue hydraulique de côté font marcher plus de 12080 broches. Nous n'eûmes pas le temps d'appliquer le frein sur l'arbre de la roue et nous ne pûmes calculer la force de cette roue tant elle était noyée, et la capacité des augets étant d'ailleurs très peu en rapport avec la dépense d'eau.

Autre exemple. — Supposons maintenant le frein appliqué à l'arbre même de la roue et qu'on soit obligé de conserver un engrenage. Appelons p le poids des roues ab, cd, et celui de leur arbre; et q la réaction des deux roues fc, cd. Cet effort q se trouve au moyen de l'équation $q \times R'' =$

fpr, d'où $q = fp \cdot \frac{r}{R''}$. Connaissant le nombre de dents m, m' des 2 roues cd, cf, on aura le frottement $qf\pi \times \frac{m+m'}{m.m'}$ que j'appelle q', ainsi la force motrice P devra faire équilibre à l'effort F exercé sur le levier du frein, plus à la somme $q + q'$ des deux efforts calculés, l'un qui doit vaincre le frottement des tourillons r et l'autre qui représente le frottement des dents; plus enfin au frottement du tourillon de l'arbre de la roue. Mais nous pouvons remplacer la résistance $q + q'$ par un poids ajouté à la charge du frein qui sera donné par $(q + q') \times R' = x \times L$, d'où $x = \frac{(q + q') R'}{L}$ que je représente par F". Si donc F est le poids suspendu au levier du frein, F' celui de ce levier rapporté au point de suspension, qui est donné par $x \times L = F' \times l$, l étant la distance de son centre de gravité au point de suspension, la charge du frein sera F + F' + F" que je représente par F‴ (*Fig.* 137).

Supposons que la roue soit en dessous, la force motrice P agira horizontalement. Si nous nommons p' le poids total des 2 roues R et R' et de leur arbre, la somme des forces qui agissent de haut en bas $=$ F‴ + p'; et le moment du frottement des tourillons de l'arbre de la roue est donné par $fr' \{0{,}96 (p' + F''') + 0{,}4\, P\}$ (n°s 16 et 27) nous aurons donc l'équation d'équilibre.

$P \times R = F \times L + fr' \{0{,}96 (p' + F''') + 0{,}4\, P\}$ qui nous donnera P. On calculera la vitesse de la roue $V = \frac{n.2\pi R}{60}$; on aura donc le travail moteur PV.

On pourra trouver PV au moyen de la formule théorique de la roue, et le rapport de ces deux quantités donnera le coefficient de la formule de cette roue.

QUATRIÈME PARTIE.

APPLICATIONS DIVERSES.

CALCUL DES PIEDS DROITS QUI SOUTIENNENT LES VOUTES.

229. Lahire et d'autres géomètres supposaient, pour établir leur théorie, que les voûtes se rompaient toujours au milieu des reins, c'est-à-dire en des points également éloignés de la clef et des naissances, et que la partie supérieure, agissant comme un coin contre les joints de rupture, tendait à écarter les parties inférieures. En conséquence, pour avoir l'épaisseur à donner aux pieds droits pour résister à cette poussée, ils cherchaient la pression qui s'exerçait perpendiculairement à l'un des joints de rupture, en prenaient le moment par rapport à l'arète extérieure de la base du pied droit, et égalaient ce moment à celui de la demi-voûte et de son pied droit par rapport à la même arète; ils obtenaient ainsi une équation d'équilibre qui donnait l'épaisseur du pied droit.

Les expériences de Danisy, et après, celles de Boistard, ont prouvé que la rupture des voûtes peut avoir lieu par un glissement, comme le suppose Lahire, mais le plus souvent par un mouvement de rotation autour des arètes des parties rompues. Elles ont, en outre, prouvé que les joints de ruptures intermédiaires changeaient de position suivant que l'action d'une partie de la voûte l'emportait sur l'autre. Si la partie supérieure l'emporte sur les inférieures, la première tend à descendre en écartant les inférieures, et la voûte se rompt comme la figure 138 le montre, c'est-à-dire en cinq endroits, et les quatre morceaux de voûte tournent autour

des arêtes b, d, a, d', b'; si, au contraire, les parties inférieures prédominent, elle se rompt comme on le voit dans la figure 139. Ainsi, les voûtes se rompent à la clef, aux naissances et dans des parties intermédiaires; mais, comme nous l'avons dit, la position de ces dernières ouvertures varie suivant la prédominance d'une partie sur l'autre.

Coulomb est le premier qui, en profitant sans doute des expériences de Danisy, ait considéré la théorie des voûtes sous le double rapport du glissement et du mouvement de rotation; les autres auteurs n'ont fait que développer sa théorie. Parmi eux se trouve M. Audoy, colonel du génie, qui a donné des formules pour les différents cas qui se présentent dans la pratique. M. Petit, de la même arme, dans un excellent Mémoire, a aussi donné des formules et des tables relatives aux voûtes cylindriques, et qui sont d'une application beaucoup plus facile. Voici comment on établit les équations d'équilibre.

Une moitié de voûte, si elle était seule, tendrait à s'écrouler vers le centre en tout ou en partie; l'autre moitié l'empêchant de tomber, les deux moitiés se poussent réciproquement. Pour avoir l'intensité de cette poussée, il faut établir l'équation des moments par rapport au point autour duquel la rotation de la voûte tend à se faire.

Considérons la demi-voûte $abcd$ (*Fig.* 140), et représentons par F la poussée de l'autre moitié qui la tient en équilibre. Il faut que cette force F empêche une partie quelconque $abmn$ de s'abattre; par conséquent, pour l'équilibre, il faut que le moment de F, pris par rapport au point m, soit égal au moment du poids P de cette portion de voûte. En ne considérant que les profils, et non les forces effectives, et en représentant par y le bras de levier de la poussée horizontale F, par P la surface du profil $abmn$, et par φ son bras de levier, on aura $F \times y = P \times \varphi$, d'où $F = \frac{P\varphi}{y}$.

On ignore quel est le point m sur lequel la rotation tend à

se faire, ou, ce qui revient au même, on ne connaît pas l'angle que fait le joint de rupture mn avec la verticale ea, angle que nous désignerons par α; mais comme la force F doit être telle qu'elle maintienne une portion quelconque de la voûte en équilibre sur la partie inférieure, elle doit être égale à la plus grande des valeurs que puisse prendre $\frac{P \times \varphi}{y}$ en faisant varier le joint de rupture.

Pour avoir cette valeur, on se donne un point de la voûte, ou l'angle α qui détermine sa position, et l'on cherche la valeur de F correspondante. On se donne ensuite une autre valeur de α, et l'on trouve une autre valeur de F, et ainsi de suite jusqu'à ce qu'on ait trouvé la plus grande. On prend le moment de cette dernière force par rapport à l'arête d, ou à l'arête extérieure du pied droit, s'il y en a un, et on l'égale au moment M de la demi-voûte et de son pied droit, équation qui donne l'épaisseur e du pied droit. Ainsi, si Π est la plus grande valeur de F, L son bras de levier, on a l'équation $M = \Pi L$, qui donne e.

Ce sont ces deux formules que MM. Audoy et Petit ont développées. Voici les formules de M. Petit, relatives aux voûtes en plein cintre et aux voûtes en arc de cercle extradossées parallèlement et horizontalement.

230. *Voûtes en plein cintre à extrados parallèle.* (*Fig.* 138; 139).

Les formules relatives à ces voûtes sont :

$$(3)\quad \cos.\alpha + (1 - K\cos.\alpha)\frac{\alpha}{\sin.\alpha} = K - \tfrac{2}{3}\cdot\frac{K^3 - 1}{K + 1};$$

$$(4)\quad \Pi = r^2\left\{\tfrac{1}{2}(K^2 - 1)\left(1 + \frac{\alpha}{\sin.\alpha}.\cos.\alpha\right) - \tfrac{1}{3}(K^3 - 1)\right\};$$

$$\text{et (E)}\quad \frac{e}{r} = -\tfrac{1}{4}\pi(K^2 - 1)\frac{r}{h} + \sqrt{\tfrac{1}{16}\pi^2(K^2-1)^2.\frac{r^2}{h^2} + 2\left\{Kc + \tfrac{1}{3}(K^3-1) - \tfrac{1}{4}\pi(K^2-1)\right\}\frac{r}{h} + 2c}.$$

Dans lesquelles K est le rapport du rayon de l'extrados de la voûte à celui de l'intrados, α l'angle de rupture qui répond au maximum de poussée, Π la valeur maximum de la poussée F, r le rayon de l'intrados, h la hauteur du pied droit de la voûte, c le rapport de la poussée maximum au carré du rayon, ou $c = \frac{\pi}{r^2}$, e l'épaisseur du pied droit, et π le rapport de la circonférence au diamètre.

Proposons-nous de trouver l'épaisseur que doivent avoir les pieds droits d'une voûte en plein ceintre extradossée parallèlement, le rayon de l'intrados étant de $5^{m.} = r$, celui de l'extrados étant de $6^{m.},40 = R$, et la hauteur des pieds droits de la voûte étant de $2^{m.} = h$.

Avec les tables Q et R de M. Petit, ce problème est bien vite résolu : on cherche le rapport $K = \frac{6,40}{5,00} = 1,28$; la table Q donne la valeur de α correspondante $= 62°,30$, et la table R donne l'équation à résoudre, $\frac{e}{r} = -0,5014 . \frac{r}{h} + \sqrt{(0,2520 . \frac{r^2}{h^2} + 0,0801 . \frac{r}{h} + 0,2738)}$, pour déterminer l'épaisseur des pieds droits dans le cas de l'équilibre strict, équation qui n'est que l'équation (E.) dans laquelle on a substitué les valeurs de $K = 1,28$, $\pi = 3,1416$. Or, $\frac{r}{h} = 2,5$; et cette équation donne $e = 0,89$ dans le cas de l'équilibre strict.

Sans ces tables, on aurait d'abord supposé $\alpha = 61°$, et la formule $\alpha = \frac{m\pi}{n . 2}$ aurait donné $\alpha = \frac{61}{90} \times \frac{3,1416}{2} = 1,06$, cos. $61° = 0,4848$, sin. $61° = 0,8746$; $K = 1,28$; ces nombres substitués dans (3), donnent $0,9446 = 0,9592$, équation qui n'est point satisfaite.

On ferait $\alpha = 62°$, et en opérant de même, on trouverait

0,95856 = 0,95920, équation qui n'est point encore satisfaite.

On ferait encore $\alpha = 63^\circ$, et on trouverait 0,97093 = 0,95920 ; ici le premier membre est plus grand que l'autre, d'où l'on conclut que l'angle cherché α est compris entre 62° et 63°. On prendra la différence 0,97093 − 0,95856 = 0,01237, qui répond à 1°, ou 60' ; on prend également la différence 0,95920 − 0,95856 = 0,00064, et l'on fait la proportion 0,01237 : 60' :: 0,00064 : $x = 31'$, ainsi $\alpha = 62^\circ, 31'$; sin. α = 0,8871, cos. α = 0,4616, $\alpha = \frac{62^\circ,31}{90} \times \frac{3,1416}{2} = 1,0913$ toutes ces valeurs substituées dans (4), donnent $c = \frac{\Pi}{r^2} = 0,135$, à très peu près ce que le tableau Q donne, d'où la poussée maximum $\Pi = 25 \times 0,135 = 3,375$. Enfin, cette valeur de c et celles de h, r, π et K, substituées dans (E), donnent l'épaisseur e trouvée ci-dessus.

Dans le cas où la hauteur h du pied droit serait infinie, la formule (E) se réduirait à $\frac{e}{r} = \sqrt{2c}$, qui donne pour l'épaisseur limite du pied droit $e = 2^m,66$ au lieu de $0^m,89$.

D'après M. Audoy, on obtient une stabilité suffisante pour la pratique, en multipliant la valeur de la poussée par 1,90, ce qui donne la stabilité des voûtes calculées par la formule de Lahire ; ainsi, la formule (E) se transforme en formule pratique en y mettant 1,90 c, ou $c + 0,90\,c$ au lieu de c, la formule pratique sera donc

$$\frac{e}{r} = -\tfrac{1}{4}\pi(K^2-1)\frac{r}{h} + \sqrt{\tfrac{1}{16}\pi^2(K^2-1)^2\frac{r^2}{h^2} + \{1,80\,Kc + 2(Kc + \tfrac{1}{3}(K^3-1)) - \tfrac{1}{4}\pi(K^2-1)\}\frac{r}{h} + 2c + 1,80\,c}.$$

Dans notre exemple, $c = 0,135$, $1,80\,Kc = 1,80 \times 1,28 \times 0,135 = 0,31104$, $1,80\,c = 0,243$, $r = 5$, $h = 2$; et l'on trouve $e = r \times 0,499 = 5 \times 0,499 = 2^m,495$.

Si on voulait avoir l'épaisseur limite dans le cas de la sta-

bilité de Lahire, la formule ci-dessus $\frac{e}{r} = \sqrt{2c}$, deviendrait $\frac{e}{r} = \sqrt{2c + 2 \times 0,90 \cdot c} = \sqrt{3,80\,c} = 0,72$ à peu près, d'où $e = 5 \times 0,72 = 3^m,60$.

Les voussoirs tendent à glisser sur leurs plans des joints inférieurs; il en résulte une poussée qui quelquefois l'emporte sur la poussée relative à la rotation. Dans les voûtes en plein ceintre extradossées parallèlement, la poussée maximum due au glissement est donnée par $G = 0,15304\,r^2\,(K^2 - 1) = \Pi$, G étant la force horizontale capable d'empêcher le glissement d'un voussoir quelconque qui tendrait à descendre sur le plan inférieur.

C'est avec cette formule que M. Petit a trouvé les nombres qui sont dans la 5e colonne de la table Q. Ainsi, dans l'exemple que nous sommes donné, c ou $\frac{\Pi}{r^2} = 0,15304\,(K^2 - 1) = 0,0977$, poussée qui est inférieure à la poussée relative à la rotation qui est $= 3,275$.

Si cette poussée l'emportait sur l'autre, on s'en servirait pour déterminer l'épaisseur des pieds droits.

En examinant le tableau Q, on voit que les valeurs de c, relatives au glissement, l'emportent sur celles relatives à la rotation jusqu'à $K = 1,44$; ainsi, pour les voûtes qui donnent à K une valeur comprise entre 2,732 et 1,44, il faudra employer les valeurs de c, relatives au glissement, pour déterminer l'épaisseur e des pieds droits.

231. *Voûtes en plein ceintre à extrados horizontal* (*Fig.* 140 *bis*).

Les formules qui sont relatives à ces voûtes sont

$$(1)\ F = \frac{r^2 \sin.^2 \alpha}{6\,(K - \cos. \alpha)},$$

$$\left\{ K^2 [6 - 3K - (3 - 2K) \cos. \alpha] - \left(\frac{3\alpha}{\sin. \alpha} - \frac{1}{\cos.^2 \alpha} \right) \right\}$$

qui donne la poussée relative à la rotation.

$$(2)\quad \frac{e}{r} = -\left(K - \tfrac{1}{4}\pi\right)\frac{r}{h+Kr} + \sqrt{\left(K-\tfrac{1}{4}\pi\right)^2\left(\frac{r}{h+Kr}\right)^2 + \left(2Kc - K + \frac{3\pi-4}{6}\right)\frac{r}{h+Kr} + 2c.\frac{h}{h+Kr}}$$

qui donne l'épaisseur des pieds droits e.

(5) Et $G = r^2\,(0,16391\,K^2 - 0,15206)$ qui donne la poussée relative au glissement au maximum.

Proposons-nous de trouver l'épaisseur des pieds droits d'une voûte extradossée horizontalement, dont le rayon intrados $r = 2^{m.}$, le rayon extrados $R = 2,30$, et la hauteur des pieds droits $h = 3^{m.}$

Nous aurons ici $K = \frac{R}{r} = \frac{2,30}{2,00} = 1,15$, et nous pourrions supposer d'abord l'angle de rupture $\alpha = 60^\circ$, et chercher la valeur de F correspondante ; faire ensuite $\alpha = 61^\circ$, et chercher une autre valeur de F au moyen de l'équation (1), et on continuerait ainsi, comme dans le n° 230, jusqu'à la valeur maximum de F ; mais avec la table S de M. Petit, nous voyons qu'à $K = 1,15$ correspond l'angle de rupture $\alpha = 64^\circ$, et $\frac{\Pi}{r^2} = c = 0,11895$ dans le cas de la rotation. Dans le cas du glissement, la même table nous montre que $\frac{\Pi}{r^2} = 0,06471$.

D'après ce que nous avons dit précédemment, nous nous servirons donc de la première valeur de c pour déterminer l'épaisseur des pieds droits. En substituant les valeurs de $K = 1,15$, $\frac{\Pi}{r^2} = c = 0,11895$ et $\pi = 3,1416$ dans la formule (2), on trouve $\frac{e}{r} = -0,3646 \times 0,377\sqrt{0,01889 + 0,01044 + 0,13465}$, d'où $e = 0^{m.},535$ dans le cas de l'équilibre strict.

Si h était infini, l'équation (2) se réduirait à $\frac{e}{r} = \sqrt{2c} = \sqrt{2 \times 0,11895}$, d'où $e = 0^m,9754$ pour l'épaisseur limite.

Si on voulait avoir la stabilité de Lahire, ou celle qu'il convient de donner dans la pratique, il faudrait substituer $1,90\,c$ à c dans la formule (2), comme dans le n° 230; de même pour avoir l'épaisseur limite dans le cas de la stabilité de Lahire, on substituerait $1,90\,c$ à la place de c dans la formule $\frac{e}{r} = \sqrt{2c}$, et l'on aurait $e = r\sqrt{3,80 \cdot c} = 1^m,34$.

La table S montre que pour des valeurs de K inférieures à 1,35, il faut considérer les poussées dues à la rotation dans les calculs, puisqu'elles sont plus grandes que celles qui sont relatives au glissement, et il faut considérer ces dernières pour $K = 1,35$ et les valeurs au-dessus.

Si, dans notre exemple, on voulait avoir la poussée relative au glissement, on aurait

$\frac{\Pi}{r^2} = 0,16391\,K^2 - 0,15206 = 0,0647$, d'où $\Pi = 0,2588$.

232. *Voûtes en arc de cercle extradossées parallèlement.* — Outre les données relatives aux deux voûtes précédentes, il faut encore ici avoir l'ouverture AB que l'on désigne par L, et la flèche CD que l'on désigne par f (*Fig.* 141). En se donnant L et f, on aura pour déterminer le rayon AE ou r, $r = \frac{f}{2}\left\{1 + \frac{L^2}{4f^2}\right\}$; et l'angle AEC que l'on désigne par a, est donné par $\sin. a = \frac{\frac{L}{f}}{\frac{1}{4}\frac{L^2}{f^2} + 1}$.

Quand l'ouverture L et l'angle a seront donnés, on aura le rayon r par la formule $r = \frac{L}{2 \sin. a}$, et f par la formule $f = r(1 - \cos. a)$.

r étant connu ainsi que l'épaisseur de la voûte A F, on aura E F $=$ R, et par suite $\frac{R}{r} = k$. La table Q relative aux voûtes en plein ceintre extradossées parallèlement donnera l'angle de rupture α.

Il peut arriver 1° que cet angle de rupture de la voûte proposée, considérée comme en plein ceintre, soit plus petit que a, ou que le demi-angle au centre de la voûte ; le joint de rupture se trouve alors entre les points A et c, et la voûte devra être considérée, relativement à la poussée horizontale, comme voûte en plein ceintre, et la table Q donnera la poussée maximum $\Pi = c\,r^2$, ou $c = \frac{\Pi}{r^2}$. Quant à l'épaisseur des pieds droits, elle sera donnée par

$$(6)\ \frac{e}{r} = -\tfrac{1}{2} a\ \frac{r}{h}(K-1) + \sqrt{\tfrac{1}{4}a^2(K^2-1)^2\frac{r^2}{h^2} + 2\{c(K-\cos. a) + \tfrac{1}{3}(K^3-1)(1-\cos. a) - \tfrac{1}{2}(K^2-1)a.\sin. a\}\frac{r}{h} + 2c.}$$

La poussée limite dans le cas de l'équilibre strict, est toujours donnée par $e = r\sqrt{2\,c} = \sqrt{2\Pi}$, c'est-à-dire qu'elle est toujours égale à la racine carrée du double de la poussée horizontale, et pour la solidité de Lahire, par $e = \sqrt{2 \times 1{,}90\,c} = r\sqrt{3{,}80\,c}$.

Proposons-nous, par exemple, de trouver les pieds droits d'une voûte en arc de cercle extradossée parallèlement, dont $a = 62°$, l'épaisseur $= 0{,}68 =$ A F, L $= 6^m$, $h = 4^m$; on trouve $r = \frac{L}{2\sin. a} = \frac{6}{2 \times 0{,}8829} = 3{,}3979$; $f = r(1-\cos. a) = 3{,}3979\,(1 - 0{,}4695) = 1{,}8025$; R $= 3{,}979 + 0{,}68 = 4{,}0779$, $\frac{R}{r} = \frac{4{,}0779}{3{,}3979} = 1{,}20 =$ K, et à cette valeur de K répond l'angle $\alpha = 59° 41'$ (tableau Q), et $c = 0{,}1114$, valeur qui est plus grande que celle de c relative au glissement ; nous nous servirons donc de $c = 0{,}1114$ pour déter-

miner l'épaisseur des pieds droits. Nous aurons encore $a = \frac{m}{n} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{62}{90} \cdot \frac{3,1416}{2} = 1,0821$ (n° 230); toutes ces valeurs substituées dans la formule (6) donnent $\frac{e}{r} = -0,20223$ $+ \sqrt{0,0409 + 2\{0,7305.c + 0,1287 - 0,2101\}0,8495 + 2c}$, d'où $e = 3,3979 \times 0,31 = 1^{m},05$ pour l'équilibre strict.

L'épaisseur limite sera $e = r\sqrt{2c} = 3,3979 \times \sqrt{0,2228}$ $= 1^{m},60$.

Dans le cas de la stabilité de Lahire, il faut mettre $1,90\ c$ au lieu de c, dans la formule ci-dessus, nous aurons donc

$\frac{e}{r} = -0,20223 +$

$$\sqrt{0,0409 + 2\{0,7305 \times 1,90c + 0,1287 - 0,2101\}0,8495 + 2 \times 1,90.c}.$$

D'où $e = r \times 0,56 = 1^{m},90$; et l'épaisseur limite $e = r\sqrt{2 \times 1,90.c} = 2^{m},21$. 2°. Il peut encore arriver que l'angle de rupture de la voûte proposée, considérée comme plein ceintre, soit plus grand que le demi-angle au centre, ou a, ce qui a ordinairement lieu dans la pratique, alors la rupture se fait à la naissance même, et la poussée dans ce cas est donnée par $c = \frac{H}{r^2} =$

$$\frac{\frac{1}{2}(K^2 - 1)\,a.\sin.\,a\,r^3 - \frac{1}{3}(K^3 - 1)(1 - \cos.\,a)^2 r}{K - \cos.\,a}.$$

Ainsi L et f étant données, on a le rapport $\frac{L}{f}$, et la formule

$$a = \frac{\frac{L}{f}}{\frac{1}{4}\frac{L^2}{f^2} + 1}$$

donne a; ayant a, sin. a, cos. a, K et r, on aura c; et la formule (6) donnera l'épaisseur des pieds droits.

La table T de M. Petit donne les poussées pour les voûtes dont la flèche f est la 4e, la 5e, la 6e, la 7e, la 10e et la 16e partie de l'ouverture L, et pour les différentes valeurs de K;

ce sont les systèmes de voûtes qui sont les plus usités. On trouve aussi dans ce tableau et pour chacun de ces systèmes, la valeur de a et celle de r qui y correspondent.

Que α soit plus grand ou plus petit que a, la formule (6) sera employée pour déterminer l'épaisseur des pieds-droits; seulement pour $\alpha > a$, on prendra les valeurs de c dans le tableau T, et pour $\alpha < a$ on les prendra dans le tableau Q.

Proposons-nous de trouver l'épaisseur des pieds droits d'une voûte en arc de cercle extradossée parallèlement, dont l'angle au centre $= 70°$; ou $a = 35°$ et dont l'ouverture L $= 15^{m}$ et $h = 4^{m}$.

Nous aurons $a = \frac{m}{n} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{35}{90} \cdot \frac{3{,}416}{2} = 0{,}6109$; sin. $a = 0{,}5735$ à peu près, cos. $a = 0{,}8191$, $f = r(1 - \cos. a) = 0{,}1809\,r$, $r = \frac{L}{2 \sin. a} = \frac{L}{1{,}147}$; $L = 1{,}147\,r$; $\frac{L}{f} = \frac{1{,}147\,r}{0{,}1809\,r} = 634$ à peu près.

Supposons encore l'épaisseur de la voûte $= 1^{m}$, $R = r + 1$; $r = \frac{L}{1{,}147} = \frac{15}{1{,}147} = 13{,}08$; le tableau Q donne pour $K = 1{,}07 = \frac{R}{r}$, un angle de rupture plus grand que le demi-angle a, donc la poussée devra être donnée par le tableau T. Observons que $K = 1{,}076$ est compris entre $K = 1{,}07$ et $K = 1{,}08$, et que $\frac{L}{f} = 6{,}34$ est compris entre le système $\frac{L}{f} = 6$ et $\frac{L}{f} = 7$; il faut donc par des proportions chercher la valeur de $c = \frac{\Pi}{r^2}$, que l'on trouve $= 0{,}04681$.

Avec cette valeur et les autres données ci-dessus on cherche comme dans l'exemple précédent, et au moyen de la formule (6), l'épaisseur des pieds droits dans le cas de l'équilibre strict, et dans le cas de la stabilité de Lahire; on déterminera aussi les épaisseurs limites au moyen des formules $e = r\sqrt{a\,c}$ et $e = r\sqrt{3{,}80\,c}$.

Il reste encore à calculer la poussée due au glissement pour la substituer dans la formule (6) dans le cas où elle serait plus forte que celle due à la rotation comme nous l'avons déjà dit pour les autres voûtes.

Si le demi-angle au centre, ou a, surpasse 26°, la poussée horizontale due au glissement est calculée au moyen de la formule $\Pi = 0,15304\,(K^2 - 1)\,r^2$. Si le demi-angle a est moindre que 26°, on mettra sa valeur à la place de α dans la formule $G = \frac{1}{2} r^2 (K^2 - 1) . \frac{\alpha}{\text{tang.}(\alpha + 30°)}$, et on aura la valeur de la poussée due au glissement sur le joint de naissance.

Les traits horizontaux dans chaque colonne des tables, indiquent l'instant où l'on doit commencer à considérer les poussées dues au glissement.

VOUTES A ARC DE CERCLE EXTRADOSSÉES HORIZONTALEMENT.

233. Après avoir trouvé comme précédemment les rayons R, r, et par suite K, on cherche au moyen de la formule

$$F = \frac{r^2 \cdot \sin.^2 \alpha}{6\,(K - \cos.\alpha)} \left\{ K^2 [6 - 3K - (3 - 2K)\cos.\alpha] - \left(\frac{3\alpha}{\sin.\alpha} - \frac{1}{\cos.^2 \frac{1}{2}\alpha} \right) \right\},$$

l'angle α qui répond au maximum de poussée, en opérant comme dans le n° 230. S'il est moindre que a, ou le demi-angle au centre, ce sera l'angle de rupture, et la valeur de F correspondante, ou Π, sera celle de la poussée horizontale. Si l'angle α qui répond au maximum de F est plus grand que a, on mettra a au lieu de α dans la formule ci-dessus. On cherchera après le maximum de la poussée due au glissement au moyen de la formule

$$G = \frac{r^2 \sin.\alpha}{\text{tang.}(\alpha + \theta)} \left\{ K^2 \left(1 - \tfrac{1}{2}\cos.\alpha\right) - \frac{1}{2} \frac{\alpha}{\sin.\alpha} \right\},$$

θ étant l'angle du frottement de la maçonnerie. D'après Rondelet, les parallélipipèdes en pierres de liais, équarris et dressés

au grès, commencent à glisser sur un plan de la même pierre dressé de même et incliné d'environ 30°. M. Petit admet cette valeur comme favorable à la solidité; ainsi on fera dans le formule $i = 30°$.

La plus forte valeur trouvée de F ou de G est substituée dans l'équation

$$(R + h - r.\cos.a)e^2 + (LR - \tfrac{1}{2}Lr\cos.a - r^2 a)e + L^2(\tfrac{1}{4}R - \tfrac{1}{12}r.\cos.a) - \tfrac{1}{2}Lr^2 a + \tfrac{3}{4}Lr^2 a + \tfrac{2}{3}r^3(1 - \cos.a) = 2\Pi(R + h - r.\cos.a)$$

pour avoir e.

Les applications précédentes nous dispensent de prendre un exemple. On fera seulement attention que $\frac{\Pi}{r^2} = c$, ou $\Pi = cr^2$, et que c est donné par les tables. Pour avoir l'épaisseur pratique on mettra également $1{,}90c$ au lieu de c dans cette formule.

Passons maintenant aux formules de M. Audoy pour le calcul des autres voûtes.

234. *Formules relatives à l'anse de panier à trois arcs de cercle extradossée parallèlement.* — Soit l'angle $A'as = \theta$ qui soutend le demi-arc au sommet; a l'épaisseur de la voûte, ou $A'a'$; R le rayon de l'arc du sommet, r le rayon des arcs de naissance; A la hauteur de l'intrados sous la clef, B la demi-ouverture; Z l'angle mud compris entre le joint de rupture supposé en dh' et la verticale passant par le centre u du petit arc des naissances; h et e la hauteur et l'épaisseur des pieds droits; S' et Z', les surfaces A' S R' a' et S d h' R'; N' et N'' les moments de ces surfaces pris par rapport aux verticales A' a et mu; M' M'' les moments de ces surfaces pris par rapport au point d; F la valeur de la force horizontale; les formules à employer sont

$$S' = \left\{\frac{(R+a)^2 - R^2}{2}\right\}\theta,\quad Z' = \left\{\frac{(r+a)^2 - r^2}{2}\right\}(Z - \theta);$$

$$N' = \left\{\frac{(R+a)^3 - R^3}{3}\right\}(1 - \cos.\theta);$$

$L' = \left\{ \frac{(r+a)^3 - r^3}{3} \right\} (\cos. \theta - \cos. Z)$,

$M' = \{R - r(1 - \sin. Z)\} S' - N'$, $M'' = r. \sin. Z. Z' - L'$,

$F = \frac{M' + M''}{A + a - r. \cos. Z}$ (*Fig*. 142).

En prenant pour Z un angle quelconque plus grand que θ, on calculera toutes ces valeurs et l'on aura F correspondant à cet angle. On trouvera de même d'autres valeurs de F en se donnant différentes valeurs de Z, et quand on aura la valeur maximum de F, ou Π, on la substituera dans l'équation $\frac{e^2 h}{2} + e.(S' + S'') + B S' + r S'' - (N' + N'') = \Pi$ $(A + a + h)$ (7); S'' est la surface de B' S R' *b* qui est donnée par $S'' = \left\{ \frac{(r+a)^2 - r^2}{4} \right\} (\pi - 2\theta)$, N'' est son moment par rapport à la verticale *m u* qui est donné par $N'' = \left\{ \frac{(r+a)^3 - r^3}{3} \right\} \cos. \theta$.

Avant d'appliquer ces formules, nous allons dire quelques mots sur ces courbes appelées anses de panier.

On trace ordinairement les anses de panier à 3 arcs de cercle par la condition que ces arcs soient chacun de 60°.

En appelant A la distance *a c* ou le demi-petit axe, B la distance *d c* ou le demi grand axe, R le rayon *a e* = *b e* du sommet, *r* le rayon *u b* = *u d* des arcs de naissance, on a $\overline{ue}^2 = \overline{uc}^2 + \overline{ce}^2$, $ue = R - r$, $uc = B - r$, $ce = R - A$; donc $(R - r)^2 = (R - A)^2 + (B - r)^2$ (8).

Pour tracer cette courbe, les 2 axes *d d'* et *a e* étant donnés, on tire *a d*, on porte de *a* en *f* la distance B — A, et on élève sur le point *o*, milieu de *d f*, la perpendiculaire *o e* qui rencontre les deux axes en deux points *u* et *e* qui sont les deux centres des deux arcs *b b'* et *b b''*, ainsi *a e* = *b e* = R, et *u b* = *u d* = *u b''* = *r*.

Quand ces axes sont chacun de 60°, l'angle *u e c* = 30°;

$\sin. 30^\circ = 0,50$; $uc = ue . \sin. 30^\circ = \frac{1}{2}(R - r)$; $R - r = 2uc$, ou $r = R - 2uc$; $ue = R - r$, $R = r + ue$; $uc = B - r$, $r = B - uc$; $R = B - uc + ue = B + uc$, uc étant $= \frac{1}{2} ue$; $R - r = 2uc$; en représentant uc par q, on a $R - r = 2q$, $r = B - q$ et $R = B + q$; substituant ces valeurs dans la formule (8) on trouve $q = \frac{1}{2}(B - A) + \frac{1}{2}(B - A)\sqrt{3}$.

Proposons-nous maintenant de calculer l'épaisseur des pieds droits d'une anse de panier à 3 arcs de cercle de 60° chacun, surbaissée au $\frac{1}{3}$, c'est-à-dire que $A = \frac{2}{3} B$, et que $B = 10^{m.}$, $a = 1^{m.},5$, $h = 4^{m.}$, nous aurons $ceu = 30^\circ = \theta$, $\sin. 30^\circ = 0,50$, $\theta = \frac{m}{n} . \frac{3,1416}{2} = 0,5236$, $A = \frac{2}{3} B = \frac{2}{3} 10 = 6,666$, $q = \frac{1}{2}(B - A) + \frac{1}{2}(B - A)\sqrt{3} = 4,55342$; $R = B + q + 14,55342$; $r = B - q = 5^{m.},44658$.

En substituant ces valeurs dans les formules relatives à cette voûte, on trouve $S' = 12,01871$, $N' = 47,11$, $Z' = 9,295 (Z - 0,5236)$, $L' = 57,878 (0,666 - \cos. Z)$;
$M'' = 5,44658 \sin. Z \{ 9,295 (Z - 0,5236) \} - 57,878 (0,866 - \cos. Z)$;
$M' = \{ 10 - 5,44658 (1 - \sin. Z) \} 12,01871 - 47,11$,
$A + a - r \cos. Z = 8,16666 - 5,44658 \cos. Z$.

Faisons d'abord $Z = 45^\circ$; on trouve
$Z = \frac{m}{n} . \frac{\pi}{2} = \frac{45}{90} . \frac{3,1416}{2} = 0,7854$; $\cos. Z = \sin. Z = 0,7071$; $M' = 53,90$, $M'' = 0,166$, $A + a - r \cos. Z = 4,3154$; donc $F = \frac{M' + M''}{A + a - r \cos. Z} = 12,5286$. Faisons encore $Z = 46^\circ$, on trouve $F = 12,5400$; faisons encore $Z = 47^\circ$; on trouve $F = 12,5379$ à peu près; la plus grande valeur de F trouvée, est donc $F = 12,54 = \Pi$, et répond à l'angle de rupture $Z = 46^\circ$.

Pour avoir l'épaisseur des pieds droits dans le cas de l'équilibre strict, il faut d'abord chercher les différents termes de la formule (7). Or $h = 4$, $\theta = 0,5236$, $\cos. \theta = 0,866$, $\pi = 3,1416$.

$\Pi = 12{,}54$; $a = 1{,}50$, $A' = 6{,}6666$, $S' = 12{,}01871$; $B = 10$; $r = 5{,}44658$; $N' = 47{,}11$; on trouvera $S'' = 9{,}73372$, $N'' = 50{,}12335$, et enfin $\delta = -5{,}44310 + \sqrt{67{,}92718} = 2^m{,}80$ à peu près pour l'équilibre strict. Pour avoir l'épaisseur pratique il faut augmenter la valeur de Π des $\frac{1}{10}$ avant de l'introduire dans la formule (7); il aurait donc fallu substituer dans cette formule $12{,}54 + \frac{1}{10} \cdot 12{,}54 = 13{,}83$ au lieu de 12,54 comme nous venons de le faire, et la valeur qu'on aurait tirée serait celle qu'il faudrait donner à l'épaisseur des pieds droits pour qu'ils pussent résister aux causes accidentelles.

235. *Formules relatives à l'anse de panier à 3 arcs de cercle extradossée de niveau.* — Soit R le rayon de l'arc du sommet, r celui des arcs de naissance, e l'épaisseur B′K de la voûte aux naissances, a l'épaisseur à la clef, θ l'angle A d s, Z celui, présumé de rupture, S′ et Z′ les surfaces A S R a' et S d l R, N′ et L′ les moments de ces surfaces par rapport aux verticales A a et m u, M′ et M″ les moments de ces surfaces par rapport à la verticale dq, M‴ le moment de la surface $dhh'l$ par rapport à la verticale dq, Π valeur maximum de F ou de la poussée; les formules sont

$$S' = \frac{R.\sin.\theta}{2}\left\{2(R+a) - R\cos.\theta\right\} - \frac{R^2\theta}{2},$$

$$N' = \frac{R^2\sin.^2\theta}{2}(R+a) - \frac{R^3}{3}(1-\cos.^3\theta);$$

$$Z' = r(A+a)(\sin.Z - \sin.\theta) - \frac{r^2}{2}\left\{Z + \sin.Z.\cos.Z\right) - (\theta + \sin.\theta\cos.\theta)\right\};$$

$$L' = \frac{r^2}{2}(A+a)(\sin.^2 Z - \sin.^2\theta) - \frac{r^3}{3}(\cos.^3\theta - \cos.^3 Z);$$

$$M' = (B - r + r.\sin.Z)S' - N';$$

$$M'' = r\sin.Z.Z' - L';\quad M''' = a^2\sin.^2 Z\left\{\frac{(A'+a) - r\cos.Z)}{2} - \frac{a.\cos.Z}{3}\right\};$$

$F = \frac{M' + M'' - M'''}{A + a - r \cos. Z}$. L'équation d'équilibre qui donne l'épaisseur e est $e^2\left(\frac{A+a}{2}\right) + P' + P'' = F(A+a)$, ou bien $e^2\left(\frac{A+a}{2}\right) + e(S' + S'') + BS' + r S'' - (N' + N'') = F(A+a)$; S'' représente la surface S B′ b′ R qui est exprimée par $S'' = r(A+a)(1 - \sin.\theta) - \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi - 2\theta}{2} - \sin.\theta \cos.\theta\right)$, N'' est son moment par rapport à $m\,n$ et qui est égal à $\frac{r^2}{2}(A+a)(1 - \sin.^2\theta) - \frac{r^3 \cos.^3 \theta}{3}$, P' et P'' les moments des surfaces ASR a' et SB′ b' R par rapport à Hk, qui sont exprimés par $P' = (e + B) S' - N'$, $P'' = (e + r) S'' - N''$.

Si la voûte doit avoir des pieds droits d'épaisseur e et de hauteur h, l'équation d'équilibre est $e^2 \frac{(A + a + h)}{2} + e(S' + S'') + BS' + r S'' - (N' + N'') = F(A + a + h)$ (*Fig.* 143). On opérera comme dans le cas précédent.

236. *Formules relatives aux plates-bandes.* — Dans ces voûtes les joints ne peuvent pas être perpendiculaires à l'intrados; on les fait concourir en un point o.

Soit B la demi-largeur de la plate-bande, a son épaisseur, k la distance A o, Z l'angle d'un joint quelconque avec la verticale A o, θ l'angle du joint extrême avec la même verticale; on a $F = \frac{3B^2 - a^2 \tan g.^2 \theta}{6}$ et $e^2\left(\frac{h+a}{2}\right) + e \times a \times B + \frac{B^2 a}{2} = F(a + h)$.

Souvent on construit sur la longueur $d\,d$ un triangle équilatéral qui détermine en o le centre commun de tous les joints, et alors on a $\theta = 30°$, $\tan g.\,\theta = \frac{1}{\sqrt{3}}$ et $F = \frac{9B^2 - a^2}{18}$.

Supposons $B = 3^m,50$, $a = 0,80$, et $h = 3^m$, on a

$$F = \frac{9 \times (3,50)^2 - (0,80)^2}{18} = 6,089 \text{ et } e^2 + 1,47\, e = 9,60,$$ d'où $e = 2^m,445$; pour l'équilibre strict, on opérera comme on l'a indiqué pour l'épaisseur pratique (*Fig.* 144).

DIGUES.

237. Les digues prennent différentes dénominations suivant leur objet; les chaussées d'étang, les épis, les batardeaux, les réservoirs, les quais, les jetées, les turcies, etc.; en un mot tous les obstacles qu'on oppose à l'eau pour l'empêcher de se répandre, ou pour la faire dévier de son cours sont des digues.

Elles sont soumises à la pression de l'eau et doivent aussi souvent résister à son choc; il faut donc leur donner des dimensions suffisantes pour qu'elles puissent résister, par leur poids, à ces forces qui tendent à les renverser ou à les faire glisser sur leur base.

Cherchons d'abord la formule générale qui donne l'épaisseur que doit avoir une digue pour qu'elle ne puisse pas être renversée en tournant autour de son arête extérieure, par l'effet de la pression de l'eau.

Pour qu'il y ait équilibre il faut que le moment de la pression de l'eau par rapport à l'arête extérieure, soit égal à celui du poids de la digue par rapport à la même arête (*Fig.* 44).

Désignons par R' la pression totale de l'eau, l la longueur de la surface pressée, l' sa largeur, p'' la densité de l'eau $= 1000^{kil.}$, p celle de la maçonnerie $= 2000^{kil.}$, H la hauteur de l'eau qui peut être aussi celle de la digue dans les plus grandes eaux, E l'épaisseur de la digue dans le haut, α l'angle du talus intérieur et β celui du talus extérieur.

Trouvons d'abord le moment du poids de la digue. Il est égal à celui du poids des 3 prismes P, P', P'', dont les sections sont *mcd*, *nmcb*, et *abn*.

Surface $m c d = m d \times \frac{1}{2} c m$; $m d = \frac{m c}{\text{tang.}\,\beta} = \frac{H}{\text{tang.}\,\beta}$, donc surface $m c d = \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} \times \frac{1}{2} H = \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\beta}$, et le poids du prisme $P = \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\beta} \times l \times p$. On trouvera de même que le poids du prisme $P'' = \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\alpha} \times l p$, et celui du prisme $P' = E \times H \times l \times p$. Les moments de ces poids par rapport au point d, sont $\frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\beta} \times l \times p \times c f$, $E H . l p \times g h$ et $\frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\alpha} \times l p \times i f$; $e f = f q - q e = \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} - q e$; $q e$ se trouve par la proportion $m p : q e :: H : \frac{1}{3} H$, d'où $q e = \frac{H}{3\,\text{tang.}\,\beta}$; donc $c f = \frac{2 H}{3\,\text{tang.}\,\beta}$, et le moment de $P = l p \times \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\beta} \times \frac{2 H}{3\,\text{tang.}\,\beta}$, celui de $P' = l p \times E H \times \left\{ \frac{1}{2} E + \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} \right\}$, et celui de $P'' = p . l \times \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\alpha} \times \left\{ \frac{H}{3\,\text{tang.}\,\alpha} + E + \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} \right\}$, et le moment total du prisme $= p l \left\{ \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\beta} \times \frac{2 H}{3\,\text{tang.}\,\beta} + E H \left(\frac{1}{2} E + \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} \right) + \frac{H^2}{2\,\text{tang.}\,\alpha} \times \left(\frac{H}{3\,\text{tang.}\,\alpha} + E + \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} \right) \right\}$.

La pression R' est normale à la face $a b$, et elle est égale à $l \times l' \times p' \times \frac{1}{2} H$ (n° 52). Décomposons-la en 2, l'une horizontale qui tend à renverser la digue, et l'autre verticale qui tend à la consolider. La première $= R' . \sin . \alpha$, et son moment par rapport au point $d = R' \sin . \alpha \times \frac{1}{3} H$; la deuxième $= R' \cos . \alpha$, et son moment $= R' \cos . \alpha \times \left\{ E + \frac{H}{\text{tang.}\,\beta} + \frac{2 H}{3\,\text{tang.}\,\alpha} \right\}$; l'équation d'équilibre qui don-

nera la valeur de E, et par suite l'épaisseur totale de la digue dans le bas, sera donc

$$R' \sin. \alpha \times \tfrac{1}{3} H = pl \left\{ \frac{H^2}{2 \text{ tang. } \beta} \times \frac{2H}{3 \text{ tang. } \beta} + EH \left(\tfrac{1}{2} E + \frac{H}{\text{tang. } \beta} \right) + \frac{H^2}{2 \text{ tang. } \alpha} \times \left(\frac{H}{3 \text{ tang. } \alpha} + E + \frac{H}{\text{tang. } \beta} \right) \right\} + R' \cos. \alpha \times \left(E + \frac{H}{\text{tang. } \beta} + \frac{2H}{3 \text{ tang. } \alpha} \right) \text{(9)}.$$

Si les faces sont également inclinées, $\alpha = \beta$, et l'équation (9) devient

$$R' \sin. \alpha \times \tfrac{1}{3} H = pl \left\{ EH + \frac{H^2}{\text{tang. } \alpha} \right\} \times \left\{ \tfrac{1}{2} E + \frac{H}{\text{tang. } \alpha} \right\} + R' \cos. \alpha \left\{ E + \frac{5H}{3 \text{ tang. } \alpha} \right\} \text{(10)}.$$

Si les 2 faces de la digue sont verticales, $\alpha = 90°$, $\cos. \alpha = 0$, $\sin. \alpha = 1$, $\text{tang. } \alpha = \infty$, et l'équation 10 devient $R' \times \tfrac{1}{3} H = pl \times \tfrac{1}{2} E^2 H$ (11).

Si α n'est pas égal à β, et que $\beta = 90°$, l'équation (9) devient

$$R' \sin. \alpha \times \tfrac{1}{3} H = pl \left\{ \tfrac{1}{2} E^2 H + \frac{H^3}{6 \text{ tang.}^2 \alpha} + \frac{EH^2}{2 \text{ tang. } \alpha} \right\} + R' \cos. \alpha \times \left(E + \frac{2H}{3 \text{ tang. } \alpha} \right) \text{(12)}.$$

Nous savons que $R' = l \times l' \times p'' \times \tfrac{1}{2} H$ (nº 52.); si, quand les faces sont verticales, nous supposons que l'eau ait la même hauteur que la digue, $l' = H$ et la formule (11) devient $1000 \times l \times \tfrac{1}{2} H^3 = \tfrac{1}{3} 2000\ E^2 H$, ou $\tfrac{1}{6} H^2 = E^2$, d'où $E = 0{,}408\ H$ (13).

Dans ces formules on n'a considéré que l'équilibre strict; il conviendra dans la pratique de donner plus de stabilité aux digues. Si on veut, par exemple, donner une stabilité double on multipliera le premier membre des formules par 2; on les multipliera par 1,50 si la stabilité qu'on veut donner ne doit être que moitié en sus; et en général, par n si le surcroît de stabilité est n; la formule (13) serait dans ce cas $E = H \sqrt{n \times \tfrac{1}{6}}$ (14).

Proposons-nous de trouver l'épaisseur d'une cuve de moulin à farine à roue horizontale, les 2 faces étant verticales et d'une hauteur de $4^{m},50$ ainsi que l'eau, et en supposant qu'on veuille donner une stabilité qui soit le quart en sus de l'équilibre strict.

Nous aurons $n = 1,25$, $H = 4^{m},50$; et la formule (14) nous donne $E = 4,50 \sqrt{1,25 \times \frac{1}{6}} = 2^{m}$ à peu près. C'est ce que l'on donne ordinairement dans les Alpes, aux cuves de cette hauteur, y compris l'épaisseur du mur du bâtiment contre lequel elles sont bâties.

Cherchons encore quelle doit être l'épaisseur à donner à une digue de hauteur $H = 4^{m}$ pour résister à la pression de l'eau en supposant que l'inclinaison des deux faces soit de $80°,32 = \alpha$, que la hauteur de l'eau soit la même que celle de la digue, ou que $l' = H$, et en donnant une stabilité qui soit une fois $\frac{1}{2}$ celle de l'équilibre strict, ou que $n = 1,50$.

On a tang. $80°,32 = 6$ environ, cos. $\alpha = 0,165$, sin. $\alpha = 0,986$, $p'' = 1000$, $p = 2000$, $R' = 1000\, l \times l' \times \frac{1}{2} H$ (n° 52) $= 1000\, l \frac{1}{2} H^2 = 1000\, l \times 8$; la formule (10) devient donc, par ces substitutions et en multipliant le premier membre par 1,50; $1,33 \times 1,50 \times 0,986 \times 1000 \times 8 \times l = 2000 \times l \{4E + 2,67\} \times \left\{\frac{E}{2} + 0,67\right\} + 1000\, l\, 8 .\, 0,165 (E + 1,11)$, ce qui se réduit à $E^2 + 2,34\, E = 2,67$, d'où $E = -1,17 + \sqrt{1,37 + 2,67} = 0^{m},84$ pour l'épaisseur de la digue dans le haut, et $0,84 + \frac{2\,H}{\text{tang. } \alpha} = 0,84 + 1,34 = 2^{m},18$ pour l'épaisseur de la digue dans le bas.

On peut se servir de la règle suivante, qui est usitée pour déterminer l'épaisseur des murs de quai qui soutiennent à la fois l'eau et les terres : on prendra à la moitié de leur hauteur, l'épaisseur égale au $\frac{1}{3}$ de cette hauteur, le talus extérieur étant de $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10}$.

Un batardeau doit avoir au moins $1^{m.}$ d'épaisseur pour ne pas se laisser infiltrer.

Une digue pourrait aussi glisser sur sa base. Supposons une digue à face intérieure verticale, la pression est horizontale, et c'est cette force qui tendrait à la faire glisser sur sa base. La force qui doit résister au glissement est le frottement de la maçonnerie contre le terrain $= Pf$, P étant le poids du batardeau et f le rapport du frottement à la pression, qui est à peu près $= \frac{1}{3}$. Il faudra donc, pour que le glissement ne puisse pas avoir lieu, que $\frac{1}{3}$ P soit plus grand que la pression horizontale. Si ce frottement était moindre, on élargirait la base de manière à faire augmenter le poids de la digue et rendre $\frac{P}{3}$ plus grand que la pression horizontale.

POUSSÉES DES TERRES.

238. Ce problème, qui a occupé plusieurs savans, a encore été résolu par Coulomb. Personne avant lui n'avait considéré le prisme de plus grande poussée et n'avait eu égard au frottement et à la cohésion des terres. M. de Prony a simplifié la solution de Coulomb en déterminant le coefficient du frottement en fonction du talus naturel des terres et celui de la cohésion en fonction de la hauteur à laquelle les terres peuvent être coupées à pic sans s'ébouler. M. Français a étendu la solution aux revêtemens de différentes formes et a indiqué de combien il fallait augmenter les résultats donnés par la théorie, qui ne considère que l'équilibre strict.

Quand les terres s'éboulent, elles se détachent sous forme d'un prisme EDA, glissant sur la surface ED. Lorsqu'on veut donc les retenir par un mur ABCD, elles agissent contre lui et tendent à le renverser en le faisant tourner autour de l'arête extérieure c de la base. Pour résister à cette poussée, on donne au mur un poids convenable, et l'épaisseur qu'il doit avoir se trouve en établissant l'équation d'équilibre par rapport à l'arête c, c'est-à-dire qu'il faut cher-

cher le moment de la poussée par rapport à cette arête, et l'égaler à celui du poids du mur par rapport à la même arête, équation qui donne l'épaisseur cherchée (*Fig.* 145.).

M. Français a exprimé algébriquement ces deux moments, et en les égalant il a trouvé la formule qui donne l'épaisseur du mur dans le bas dans le cas le plus général. Mais cette épaisseur ne peut être employée dans la pratique, attendu qu'on n'a considéré que l'équilibre strict, et que la moindre augmentation de poussée causée par les pluies, les gelées, etc., renverserait les revêtements. M. Français a déterminé par l'expérience le coefficient constant par lequel il faut multiplier le moment de poussée dans les formules qu'il a trouvées, pour que les résultats qu'elles donnent offrent la même stabilité que les revêtements de Vauban, qui résistent depuis fort long-temps à toutes les causes accidentelles; il est arrivé ainsi aux formules suivantes que l'on pourra appliquer immédiatement. Lorsqu'on voudra trouver l'épaisseur à donner aux revêtements dans le cas où les deux parements sont inclinés, on emploiera la formule

$$x = \mathrm{H}\left\{\pm\frac{1}{2}\,\mathrm{tang.}\,\Sigma\left(1-\frac{1{,}8\,p\,t^2}{p'}\cdot\frac{h^2}{\mathrm{H}^2}\cos.^2\Sigma\right)+\sqrt{\left[\frac{0{,}6\,p\,t^2}{p'}\cdot\frac{h^3}{\mathrm{H}^3}+\frac{1}{4}\,\mathrm{tang.}^2\Sigma\left(1-\frac{1{,}8\,p\,t^2}{p'}\cdot\frac{h^2}{\mathrm{H}^2}\cos.^2\Sigma\right)^2-\frac{1}{3}\left(\mathrm{tang.}^2\Sigma-n^2\right)\right]}\right\}.$$

On met une double digue parceque l'angle des terres à soutenir peut être obtus comme ADT, et alors on prend le signe supérieur, et il peut être aigu et alors on prend le signe inférieur.

Lorsque le parement extérieur est seul incliné, on se sert de la formule $x = \mathrm{H}\sqrt{\frac{0{,}6\,p\,.\,\mathrm{tang.}^2\frac{1}{2}\alpha}{p'}\cdot\frac{h^3}{\mathrm{H}^3}+\frac{1}{3}n^2}$, et enfin lorsque les deux parements sont verticaux, on emploie la formule $x = h\,\mathrm{tang.}\,\frac{1}{2}\alpha\sqrt{\frac{0{,}6\,p}{p'}\cdot\frac{h}{\mathrm{H}}}$; x est l'épaisseur cherchée du mur dans le bas; p' la pesanteur

spécifique de la maçonnerie, p' celle des terres. Pour les terres fortes, on prendra $\frac{p}{p'} = \frac{5}{6}$, et pour les terres moyennes et légères $\frac{p}{p'} = \frac{2}{3}$; α complément de l'angle du talus naturel des terres; pour les terres moyennes $\alpha = 45°$, pour les terres fortes $\alpha = 30°$, pour les terres légères $\alpha = 60°$; n le talus extérieur, ou le rapport de la base BR à la hauteur RC; sa valeur ne dépasse ordinairement pas 0,25; Σ l'angle que fait le talus extérieur avec la verticale élevée à son pied; H la hauteur du mur du revêtement; h la hauteur du prisme de plus grande poussée, y compris les terres qui s'élèveraient au-dessus du mur de revêtement; t = tang. $\frac{1}{2}$ $(\alpha \mp \Sigma) \pm$ tang. Σ. On prendra les signes supérieurs quand l'angle ADT est égal à $\frac{\pi}{2} + \Sigma$, et les signes inférieurs quand cet angle est égal à $\frac{\pi}{2} - \Sigma$.

Dans ce qui précède, on a considéré la poussée des terres comme tendant à renverser le revêtement en le faisant tourner autour de l'arête c; mais cette force, combinée avec le poids du revêtement, tend aussi à imprimer un mouvement de glissement aux fondations. M. Français a encore trouvé, par le calcul, que dans tous les cas l'hypothèse du glissement donnait des épaisseurs moindres que celles de la rotation; on n'aura donc pas besoin d'autres formules que celles que nous venons de donner.

Proposons-nous maintenant de déterminer l'épaisseur à donner à un mur qui doit soutenir des terres moyennes, ce mur ayant 4 mètres de hauteur, le talus extérieur étant égal à 0,25, et la hauteur des terres à soutenir n'étant pas plus grande que celle du mur de revêtement, ou étant de 4 mètres, nous aurons donc $\frac{h}{H} = \frac{4}{4} = 1$, $\alpha = 45°$, $n = 0,25$

et $\frac{p}{p'} = \frac{2}{3}$, et l'avant-dernière formule nous donnera
$x = 4\sqrt{(0,6 \times \frac{2}{3} \times (0,414)^2 \times 1 + \frac{1}{3}(0,25)^2} = 1^{m},20$
environ, le talus intérieur étant supposé vertical, et tang. $\frac{1}{2}\alpha$
$= \sqrt{\frac{1 - \cos.\alpha}{1 + \cos.\alpha}} = 0,414$.

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX.

239. Il est important, dans les constructions, de pouvoir connaître les dimensions à donner à certaines pièces, non seulement pour qu'elles ne se rompent pas, mais encore pour que leur élasticité ne soit pas altérée. Voici les formules qui concernent les forces de traction, de compression, de flexion et de torsion auxquelles les matériaux sont soumis. On trouvera dans le tableau K les coefficients donnés par l'expérience qu'il faudra employer dans chaque cas.

240. *Résistance à la traction.* — Une force est dite de traction quand elle est employée à tirer un corps dans le sens de la longueur.

Soit proposé de calculer le poids que peut supporter une barre de fer fondu, de dimensions données, sans que son élasticité soit altérée, et celui qu'il faut pour la rompre.

La formule qu'il faut employer dans ce cas est $P = AO$, A étant le coefficient de résistance donné par le tableau K, O l'équarrissage de la pièce en centimètres carrés, et P le point cherché. Supposons que cette barre ait 3 centimètres de côté, sa section transversale sera $= 0,03 \times 0,03 = 0,0009 = \frac{0,0009}{0,0001} = 9$ centimètres carrés $= O$; d'après le tableau K, le coefficient de résistance à la traction est, pour le fer fondu, $= 167 = A$ par centimètre carré; donc le poids cherché $P = 9 \times 167 = 1503$ kil. Tel sera le poids que cette barre pourra supporter sans que son élasticité soit forcée.

D'après les observations du même tableau, il faudrait, pour la rompre, un poids $= 1503 \times 6 = 9018$ kil.

241. *Résistance à la compression.* — Une force est dite de compression lorsqu'elle tend à refouler les fibres de la pièce qui est soumise à son action dans le sens de leur longueur.

Proposons-nous de trouver la charge que peut supporter un pilot de chêne fort de 0,25 de diamètre, sans que son élasticité soit forcée, et le poids qu'il faudrait pour l'écraser. On se servira de la formule $P = BO$, B étant le coefficient de résistance à la compression, et O la surface de la section transversale.

Si le pilot avait une longueur égale à 12 fois son diamètre, d'après les observations du tableau, il faudrait réduire aux $\frac{5}{6}$ ce que chaque centimètre carré supporterait si le pilot était cubique, et, dans ce dernier cas, $B = 80$ kil. (tableau K). Si cette longueur était égale à 24 fois son diamètre, il faudrait réduire le même nombre 80 à $\frac{1}{2}$; mais nous supposerons que la longueur de la pièce est comprise entre 12 et 24 fois son diamètre, par conséquent 80 doit être réduit à la fraction indiquée par la moyenne entre $\frac{5}{6}$ et $\frac{1}{2}$, qui est $\frac{2}{3}$; ainsi $B = \frac{2}{3} . 80 = 53^{k.},33$ par centimètre carré. La section transversale $= \pi r^2 = 0^{m.c.},0490 = \frac{0,0490}{0,0001} = 490$ centimètres carrés; donc la charge cherchée $P = 490 \times 53,33 = 26131$ kil. Perronet évalue la charge d'un pareil pilot à 25000 kil. Le poids qu'il faudrait pour l'écraser serait $26131 \times 5 = 130655$ kil.

Trouvons encore la charge que peut supporter un cube de pierre calcaire très dure, dont la section transversale ait 40 centimètres de côté. Dans ce cas, $B = 50$ kil., et $P = 50 \times (0,40)^2 = 80000$ kil.; tel sera le poids que cette pierre pourra supporter sans que son élasticité soit forcée; elle s'écrasera sous le poids $10 \times 80000 = 800000$ kil. (tableau K).

D'après les observations du tableau K, le coefficient n'est pas donné pour des hauteurs quelconques des pièces. Dans le cas où la hauteur est petite, on calculera les dimensions que la pièce doit avoir pour qu'elle résiste à l'écrasement, au moyen du tableau qui suit :

Hauteurs.	Substances.	Charge maximum par millimètre carré de surface.
		k.
1 à 2 fois l'épaisseur..	Chêne ou sapin..........	0,30
	Fer forgé............	10,00
	Fonte..............	20,00
4 fois l'épaisseur.....	Fonte..............	13,00
8 fois l'épaisseur.....	Fonte..............	10,00
12 fois l'épaisseur....	Bois...............	0,25
	Fer forgé............	6,25
24 fois l'épaisseur....	Bois...............	0,15
	Fer forgé............	5,00
36 fois l'épaisseur....	Fonte..............	1,33

Ainsi, une pièce en fonte, par exemple, qui aurait une hauteur égale à 36 fois son épaisseur, et une section transversale de 8000 millimètres carrés, pourrait supporter au maximum, sans être écrasée, un poids $= 8000 \times 1,33 =$ 10640 kil.

Dans le cas où la pièce a une longueur qui surpasse 20 fois son épaisseur ou son petit côté, on se servira des formules ci-après pour trouver le maximum de la charge Q à faire supporter.

Pour une pièce rectangulaire $Q = 0,823 \frac{ab^3}{L^2} \times E'$,

a étant la largeur de la pièce ; b son épaisseur ou son petit côté, et L sa longueur.

Pour une pièce à base circulaire $Q = 7,757 \frac{r^4}{L^2} E'$, r étant le rayon de la section. La valeur de E' est donnée par $E' = \frac{E}{10} = 100,000,000$ kil. pour le bois, par $E' = \frac{E}{4} =$

5,000,000,000 kil. pour le fer forgé, et par $E = \frac{F}{5} =$ 2,000,000,000 kil. pour la fonte. Ainsi, une pièce de bois qui aurait une largeur de $0^m,40$, une épaisseur de 0,30 et une longueur de 18 mètres, pourrait supporter, au maximum, un poids $= 0,823 \times \frac{0,40 \times (0,30)^3}{(18)^2} \times 1,000,000,000$ kil. $= 27159$ kil.

242. *Résistance à la flexion.* — Lorsqu'une force P agit perpendiculairement à l'extrémité d'une pièce de bois prismatique $a\,b\,c\,d$, placée horizontalement et encastrée solidement par l'une de ses extrémités $a\,b$, elle la fait fléchir; les fibres de la partie convexe de la pièce de bois s'allongent, celles de dessous s'accourcissent; il y a donc une fibre intermédiaire qui ne s'allonge ni ne s'accourcit, c'est la fibre invariable. Elle passe par le centre de gravité de la section transversale de la pièce. On trouve que la flèche $g\,f$ ou $f = \frac{P}{EI} \times \frac{L^3}{3}$, L étant la longueur de la pièce, E le coefficient d'élasticité, et I le moment d'inertie de la section transversale, pris par rapport à un axe qui passe par le centre de gravité de la section et dans le plan de ce dernier. Le travail consommé uniquement pour fléchir la pièce, et qui est au détriment du travail moteur, est donc $P \times \frac{P \times L^3}{EI \times 3} = \frac{P^2 L^3}{3\,E\,I}$. Si la section est rectangulaire, le moment d'inertie $I = \frac{a b^3}{12}$, a étant la largeur horizontale de la pièce et b sa hauteur, et ce travail devient $= \frac{4 P^2 L^3}{E a b^3}$. Cette formule nous montre que plus la hauteur b de la pièce sera grande par rapport à sa largeur a, plus ce travail sera petit; il s'ensuit donc qu'une pièce rectangulaire fléchit moins de champ que sur son plat, et l'on conçoit pourquoi on emploie de préférence

des pièces de bois qui sont terminées par des côtes ou nervures.

Voyons maintenant quelle est la formule qui donne les dimensions que doit avoir une pièce de bois pour qu'elle puisse résister à l'action de la force P.

La rupture que tend à produire l'action de cette force doit avoir lieu dans la section où la pièce est encastrée, puisque le moment $P \times L$ est le plus grand possible. Ce moment doit être égal à celui de la résistance des fibres, et l'on trouve pour la section rectangulaire $P \times L = \frac{R\,a\,b^2}{6}$, d'où $P = \frac{R\,a\,b^2}{6\,L}$; formule qui nous montre qu'il est avantageux d'augmenter la hauteur d'une pièce par rapport à sa largeur, puisque, pour produire le même effet, il faudrait une force P plus grande, la résistance augmentant comme le carré de b et proportionnellement à a; il ne faudrait cependant pas trop amincir la pièce, parce qu'elle pourrait se déverser; le rapport convenable qui doit exister entre la hauteur et la largeur de la section d'une pièce doit être :: 7 : 5.

De l'équation ci-dessus on tire $b = \sqrt{\frac{6\,L\,P}{R\,.\,a}}$. En se donnant a, P et la nature de la substance de la barre, le tableau K donne R et la formule donnera la largeur a.

Si la section est carrée et sa largeur toujours horizontale, $P = \frac{R\,a^3}{6\,L}$, d'où $a = \sqrt[3]{\frac{6\,L\,P}{R}}$.

Si la section est carrée et a une diagonale horizontale, $P = \frac{R\,a^3}{L\,6\sqrt{2}}$, d'où $a = \sqrt[3]{\frac{P\,L\,6\sqrt{2}}{R}}$.

Enfin, si la section est circulaire, $P = \frac{R\,.\,\pi\,r^3}{4\,L}$, d'où $r = \sqrt[3]{\frac{4\,L\,P}{R\,\pi}}$.

Dans tous ces cas, on suppose la pièce encastrée par un bout et fléchie par l'autre. Si ces mêmes pièces étaient encastrées solidement par les deux bouts, elles supporteraient à leur milieu un effort quadruple du premier.

Cherchons maintenant l'équarrissage qu'il faut donner à une pièce carrée en bois de chêne le plus fort, sa largeur étant horizontale, ayant 3 mètres de longueur, et étant encastrée fortement par un bout, l'autre extrémité supportant un poids de 1500 kil. $P = 1500$, $L = 3$, $R = 850100$ (tableau K), et l'on aura $a = \sqrt[3]{\frac{6 L P}{R}} = 0^{m},32$.

Si la pièce de bois était rectangulaire, et qu'on se donnât pour largeur $a = 0,30$; on aurait $b = \sqrt{\frac{6 . L P}{R . a}} = \sqrt{\frac{6 \times 3 \times 1500}{0,30 \times 850100}} = 0^{m},32$.

Proposons-nous encore de chercher le rayon que doit avoir un boulon en fer forgé destiné à fixer la base d'un piston de pompe qui doit supporter une pression de 1200 kil.

D'après ce que nous avons dit ci-dessus, la pièce qui doit supporter à son milieu un effort de 1200 kil. lorsqu'elle est encastrée par les deux bouts, a les mêmes dimensions que celle qui en supporte le $\frac{1}{4}$ ou 300 kil. à l'une de ses extrémités lorsque l'autre est encastrée. Cherchons donc le rayon dans ce dernier cas.

Il est donné par $r = \sqrt[3]{\frac{4 . L P}{\pi R}}$. Pour le fer forgé $R = 24513000$; $P = 300$ kil. ; $L = 0,15$, $\pi = 3,1416$; donc $r = 0^{m},015$ à peu près.

Nous savons que c'est dans la section encastrée que la pièce doit se rompre (n° 242) quand une force agit à son autre extrémité ; par conséquent, si dans cet endroit la résistance est suffisante, à plus forte raison sur tout autre point. Il est

facile de trouver la forme que doit avoir la pièce pour que la résistance soit partout suffisante sans excès; le solide qui a cette forme est alors appelé solide d'égale résistance. Il faut, dans ce cas, que pour toutes les sections la formule $P = \frac{Rab^2}{6L}$ (n° 242) soit satisfaite, toutes ces sections étant rectangulaires.

Cette équation nous donne $b = \sqrt{\frac{6P}{Ra} \cdot L}$; pour $L = cd$, on a $b = ab$; pour une autre valeur de $L = ce$, on aura $b = fg$, et ainsi de suite; on construira ainsi la courbe par points $a, f, \ldots$, en portant la moitié des valeurs trouvées sur les perpendiculaires élevées sur les points $d, e \ldots$ C'est ainsi qu'on détermine la forme du balancier des machines à vapeur; on regarde le point milieu où se fait la rotation comme fixe et où la section milieu est encastrée, et on considère la tension de la vapeur comme la force qui agit à l'extrémité. (*Fig.* 147).

243. *Évidement, ou renforts ou nervures ajoutés aux sections transversales des pièces.* — Nous savons que pour une pièce encastrée par un bout quand une force P agit à son autre extrémité, et quand la pièce est pleine, on a le moment de la puissance $P \times L = \frac{Rab^2}{6}$, moment de la résistance, quand la section est rectangulaire; et $P \times L = \frac{R\pi r^3}{4}$, quand la section de la pièce est un cercle (n° 242). Si la pièce est évidée, le moment de la puissance ou $P \times L$ doit être égal au moment de la résistance, comme si toute la section était pleine, diminué du moment de la résistance, vide. (*Fig.* 148).

Pour un profil de balancier représenté par la figure 148, a et b représentant la largeur et l'épaisseur du rectangle $abcd$, et a' b' la largeur et la hauteur des rectangles égaux

$efgh$ et $iklm$, on aura $P \times L = R\,\frac{ab^2}{6} - 2R\,\frac{a'b'^2}{6} = R\left\{\frac{ab^2 - 2a'b'^2}{6}\right\}$.

De même lorsque deux pièces se touchent par leurs extrémités et sont fixées solidement dans ces parties, le milieu étant séparé par un tasseau, elles sont plus fortes que si elles étaient appliquées à plat l'une contre l'autre, parce que, comme ci-dessus, le moment de la résistance est la différence de celui du rectangle total $abcd$ et du rectangle vide $efgh$, et que le premier croît comme le carré de la hauteur totale bc. Par la comparaison des moments de résistance des pièces creuses et pleines, on reconnaît que les premiers l'emportent sur les autres à égalité de matière. (*Fig.* 149).

244. *Résistance à la torsion.* — Une force est dite de torsion quand elle agit sur un levier fixé perpendiculairement à l'extrémité d'une pièce de bois ou de fer dont l'autre extrémité est encastrée.

La résistance d'une pièce à la torsion est donnée par la formule $P = 0,2357\,\frac{a^3 T}{K}$, d'où $a = \sqrt[3]{\frac{K.P}{0,2357\,T}}$ quand la pièce a un carré pour une section transversale dont le côté est a; si cette section est circulaire et de rayon r, on a $P = \frac{T.\pi.r^3}{2K}$, d'où $r = \sqrt[3]{\frac{2K.P}{T\pi}}$.

Dans ces deux formules, K représente la longueur du levier avec lequel la torsion se fait, et T est le coefficient de résistance donné par le tableau K.

Proposons-nous de trouver les dimensions que doit avoir une barre de fer faible, prismatique, pour supporter sans altération une force de torsion de 600 kil., agissant à l'extrémité d'un levier de 1 mètre de longueur. Nous aurons donc $K = 1^m$; $P = 600^k$; $T = 12022000$ (tableau K); donc le

côté de cette pièce de bois $a = \sqrt[3]{\frac{1 \times 600}{0,2357 \times 12022000}} =$ $0^{m},06$.

Si on voulait avoir la valeur de la force de torsion que peut supporter une pièce prismatique dont le côté de section transversale est de $0^{m},10$, on aurait $P = 0,2357 \times \frac{a^3 . T}{K} = 0,2357 \times \frac{(0,10)^3 \times 12022000}{1^{m}} = 2833^{k},59$, la longueur du levier étant encore d'un mètre, et la substance de même nature.

APPLICATION AUX BATIMENTS.

Des murs et des fondations.

245. La solidité d'un mur dépend de la condition d'équilibre d'un corps sur sa base ; elle dépend aussi de la résistance du terrain sur lequel il est élevé, de la résistance des matériaux et des soins apportés par l'ouvrier.

Pour remplir cette condition d'équilibre, il faut que la verticale qui passe par son centre de gravité passe aussi par un des points de sa base ; car si elle ne le rencontrait pas, le mur tendrait à tourner autour d'une des arêtes de cette base. Mais cette condition ne serait pas suffisante pour des murs qui seraient assis sur des terrains compressibles ; il faudrait de plus, alors, que la verticale qui passe par le centre de gravité passât aussi par le centre de figure de la base ; autrement la pression serait plus forte du côté où la verticale pénétrerait la base, et celle-ci tournerait autour de son centre.

La résistance qu'un mur oppose à son renversement sera d'autant plus grande que le moment de son poids, pris par rapport à l'arête extérieure a, autour de laquelle une force horizontale F tend à la faire tourner, sera grand. Les murs des maisons sont ordinairement poussés par les combles ou par les poutres qui s'appuient contre eux ; aussi augmente-

t-on le moment de résistance en leur donnant un léger talus de haut en bas, qu'on nomme fruit, ou plus de largeur à sa base, ce qu'on nomme empâtement. (*Fig.* 150).

Une autre raison fait donner de l'empâtement à la partie basse d'un mur, c'est qu'alors le tassement du terrain est moins grand, attendu que la force de pression est plus divisée. On peut même, sur un terrain peu compressible, diminuer la profondeur des fondations en augmentant l'empâtement. On fait aussi un lit de madriers sous les fondations, ou un grillage, pour répartir uniformément la pression sur toutes les parties du sol.

Ce qui occasionne souvent la rupture des murs, c'est l'inégalité de pression qu'ils exercent contre le terrain. On ne saurait donc trop s'attacher à la rendre uniforme. L'action de la pesanteur qui occasionne le tassement est en raison inverse des surfaces qui touchent le terrain : ainsi, comme nous l'avons dit, plus la base sera large, moins il y aura de tassement. Si on divise le poids du mur par la surface de sa base, on aura la pression exercée sur l'unité de sa surface. Cette pression élémentaire doit être la même pour tous les murs ; donc si P, P', P''... sont les poids des différents murs, et S, S', S'', leurs surfaces respectives, pour que le tassement soit uniforme, il faut que $\frac{P}{S} = \frac{P'}{S'} = \frac{P''}{S''}$.

D'après Rondelet, le fruit d'un mur ne s'étend que du 60e au 100e de sa hauteur.

La largeur à donner aux fondations doit dépendre de la qualité du terrain et de la poussée horizontale. Des architectes distingués ont donné, les uns, le $\frac{1}{6}$ en sus de la largeur du mur, les autres, le $\frac{1}{4}$ et même la moitié. Quant à leur profondeur, elle dépend de la distance à laquelle on trouve le bon terrain. Il convient de donner au moins 0m,50 de profondeur, même quand le terrain solide est à la surface du sol, pour pouvoir toujours donner de l'empâtement qui augmente la stabilité du mur.

On rend un terrain incompressible par la pression ou par la percussion. Dans ce dernier cas, on se sert d'un mouton de 400 kil., qu'on laisse tomber sur des madriers ayant la largeur de la fondation. On se sert encore du mouton quand des couches de terrain étant trop épaisses pour être enlevées, on est obligé de fonder sur des pilotis. Il est facile de connaître le poids du corps dont il faudrait se servir si on voulait produire, dans un temps plus ou moins long, le même tassement que produit le mouton à chaque coup; car, supposons que quand le choc est terminé, le madrier qui le reçoit se soit enfoncé de $0^{m},03$; comme le mouton tombe ordinairement de $1^{m},30$ de haut, le chemin qu'il aura parcouru sera $1^{m},30 + 0^{m},03 = 1^{m},33$, et le travail qu'il aura développé sera $= 400 \times 1,33 = 532^{k.m.}$ (n° 8). Si maintenant, au lieu du mouton on veut produire le même effet en employant un corps très lourd, comme du plomb, par exemple, puisque le terrain doit s'enfoncer de $0^{m},03$, $0^{m},03$ sera le chemin qu'il devra parcourir; et si x est le poids de ce corps, son travail sera $x \times 0,03$, qui devra être égal à 532, donc $x \times 0,03 = 532$, d'où $x = \frac{532}{0,03} = 17733$ kil. Il faudra donc, pour produire cet effet dans un temps plus ou moins long, un poids 44 fois plus grand que le poids du mouton.

La stabilité d'un mur diminue à mesure que sa hauteur devient plus grande. En effet, le moment de la force horizontale qui tend à le renverser est $F \times ac$, et le moment de sa stabilité, en vertu duquel le mur résiste, est $P \times ab$; donc pour l'équilibre, $F \times ac = P \times ab$, d'où $F = \frac{P \times ab}{ac}$; ainsi, plus la hauteur ac du bâtiment sera grande, moins il faudra de force pour le renverser. L'épaisseur des murs dépend donc de leur hauteur, puisque plus celle-ci sera grande, plus il faudra augmenter le poids du mur. (*Fig.* 150).

Rondelet a remarqué que, pour les murs isolés, leur épaisseur variait entre le $\frac{1}{11}$ et le $\frac{1}{10}$ de leur hauteur. Il a

aussi reconnu, par un grand nombre d'expériences, que les murs d'habitation ne devaient pas avoir moins du 24e de la distance des entre-axes ; qu'il fallait pour les maisons particulières de 16 à 24 pouces pour les murs de face, 16 à 20 pouces pour les murs mitoyens, et 12 à 18 pouces pour les murs de refend. Dans les grands bâtiments, pour les mêmes murs, il a trouvé que les premiers devaient avoir de 24 à 36 pouces, pour les seconds de 20 à 24 pouces, et les troisièmes de 15 à 20 pouces. Enfin, pour les grands édifices, il a trouvé que les premiers devaient avoir de 4 à 9 pieds, et les autres de 2 à 6 pieds. En général, pour les murs de face des bâtiments simples, il prend la largeur du bâtiment comptée par entre-axe, il y ajoute la demi-hauteur de la façade, et prend le 24e de cette quantité pour le minimum de l'épaisseur du mur. Ainsi, si e est la largeur du bâtiment ou la distance de l'axe d'un mur à celui du mur qui lui est parallèle, H la hauteur de la façade, on aura pour l'épaisseur minimum à donner au mur de face $E = \frac{e + \frac{1}{2}H}{24}$. Pour les bâtiments doubles $E = \frac{\frac{1}{2}e + \frac{1}{2}H}{24}$. Pour les murs de refend intermédiaires, on prend la distance intérieure des murs de face, on y ajoute la hauteur de l'étage que l'on considère, et on divise le tout par 36, de sorte qu'on a pour l'épaisseur de ce mur $E' = \frac{e' + H'}{36}$.

Toutes ces valeurs ne doivent être considérées que comme des valeurs minimum, et peuvent être modifiées suivant les circonstances.

Planchers et combles.

246. Les planchers sont ordinairement formés de pièces de bois horizontales et parallèles appelées solives. L'expérience a prouvé qu'elles avaient une solidité suffisante quand leur épaisseur était le 24e de leur longueur.

Quand un plancher a une trop grande étendue, on le fait soutenir par des poutres placées régulièrement à 10 ou 12 pieds l'une de l'autre. L'épaisseur de ces pièces doit être le $\frac{1}{12}$ de leur longueur.

D'après ces données, il est facile de calculer ce que peuvent supporter les solives d'un plancher sans que leur élasticité soit altérée. Supposons que les solives aient 5 mètres de longueur $= L$, et qu'il y en ait 24. L'épaisseur, d'après la règle donnée ci-dessus, sera environ de $0^m,21 = b$, et la largeur $a = 0,15$ (nº 245). La formule $P = \frac{R a b^2}{6.L}$, nous donnera $P = \frac{709700 \times 0,15 \times (0,21)^2}{6 \times 5} = 156$ kil. environ. Ces 156 kil. seraient supportés par une solive à son extrémité, si l'autre était encastrée; mais comme elles le sont toutes les deux, chaque solive pourra supporter, à son milieu, un poids $= 4 \times 156 = 624$. La résultante de tous ces poids $= 24 \times 624 = 14976$ kil.

Nous savons qu'on appelle comble, la charpente qui termine un bâtiment et qui en supporte la couverture. Cette charpente se compose d'un certain nombre de fermes placées à 3 à 4 mètres de distance les unes des autres, et de longues pièces de bois, appelées pannes, fixées sur elles dans le sens de la longueur du bâtiment, sur lesquelles reposent les chevrons, les lattes et la couverture.

Les fermes se composent, en général, de deux pièces de bois inclinées qr, que l'on nomme arbalétriers, qui s'assemblent dans le haut sur une pièce de bois verticale q, appelée poinçon, et dans le bas sur une pièce de bois horizontale rr, nommée tirant. Des pièces de bois, qu'on nomme contre-fiches c et jambettes d, fortifient les arbalétriers. Quand on veut un grenier, le poinçon repose sur un entrait retroussé rs, au lieu d'arriver jusqu'au tirant, et on le soutient au moyen de deux esseliers uu et vx. Si les murs de face s'élèvent au-dessus du sol du grenier, l'entrait retroussé

est supporté par deux jambes de force et il est soutenu par deux esseliers. Les chevrons se prolongent, d'un côté, jusqu'au faîte *a*, qui est une pièce de bois qui termine la charpente, et de l'autre, jusqu'aux sabliers, pièces de bois engagées dans le haut des murs. (*Fig.* 151, 152).

Pour trouver les dimensions de toutes ces pièces de bois, il faut connaître les forces qui agissent sur elles.

Proposons-nous, par exemple, de calculer l'équarrissage à donner aux arbalétriers qui supportent la toiture, en faisant abstraction des jambettes et contre-fiches.

Les forces à considérer sont : 1°. le poids du bois et celui de la couverture ; 2°. la neige dont la toiture peut être chargée ; 3°. la pression exercée par les vents.

Pour calculer la première force, il faut savoir que le poids d'un mètre carré de couverture en ardoises est de 17 à 20 kil., qu'il est de 85 à 90 kil. quand cette couverture est en tuiles plates, et de 75 à 80 quand elle est en tuiles creuses. Quant au poids des chevrons, des pannes et des lattes, ou des planches qui sont clouées sur les chevrons, il faut d'abord en avoir le volume, et pour cela se donner la largeur du bâtiment et l'inclinaison de la toiture.

Quand la toiture est en ardoises, cette inclinaison est de $33°\frac{1}{2}$ ou de 45° ; quand elle est en tuiles plates, le minimum d'inclinaison est de 27° ; enfin elle est de 18 à 21° quand elle est en tuiles creuses.

Pour calculer la seconde force, on peut admettre que le poids d'une couche de neige équivaut au poids d'une couche d'eau de même surface et de $\frac{1}{10}$ environ d'épaisseur. Le mètre cube d'eau pèse 1000 kil.

La troisième force se calculera au moyen de la formule $R = 0{,}063\ K.AV^2$ kil. (n° 15), et on en réduira la valeur suivant l'angle formé par la direction du vent avec celle du plan de lattis.

Prenons le cas où le bâtiment doit être couvert en tuiles creuses, et supposons qu'il ait 12 mètres de largeur, l'incli-

naison étant dans ce cas de 21°, la hauteur pq de la toiture sera $= dq \times \text{tang: } 21^{\circ} = 6 \times 0{,}384 = 2^{m.},30$, et en faisant le carré de ce nombre, l'ajoutant au carré de 6 qui est la moitié de la largeur du bâtiment, et extrayant la racine carrée de la somme, on aura la largeur du plan de lattis $= 6^{m.},42$. (*Fig.* 153).

Nous ne considérons ici que la charge d'une ferme, ou le poids, la partie de toiture comprise entre le milieu d'une travée au milieu de sa consécutive. Donnons 3 mètres d'intervalle à deux fermes, la surface de cette portion de couverture $= 3 \times 6{,}42 = 19^{m.c.},26 = A$; le poids de la couverture sera donc $19{,}26 \times 80 \ldots = 1541$ à peu près

En supposant qu'il y ait 6 pouces de neige, son poids sera $\frac{1}{4} \cdot 19{,}26 \times 0{,}16 \times 1000 = 308$ *idem*.

Donnons aux pannes $0^{m.},22$ d'épaisseur et de largeur; deux cours de panne feront un volume de $2 \times (0{,}22)^2 \times 3 = 0^{m.c.c.},29$. En donnant aux chevrons $0^{m.},11$ d'équarrissage, et en supposant qu'il y en ait 8 dans l'espace que nous considérons, leur volume sera $8 \times (0{,}11)^2 \times 6^{m.},42 = 0^{m.c.c.},62$. Enfin, le volume du plancher sera $19{,}26 \times 0{,}013^{m.c.c.} = 0^{m.c.c.},25$ si son épaisseur est de $0^{m.},013$, ce qui fait un volume total de $0{,}29 + 0{,}62 + 0{,}25 = 1^{m.c.c.},16$; portons-le à $1^{m.c.c.},20$ à cause des tasseaux qui soutiennent les pannes, le poids du bois sera, en supposant que tout soit en chêne, $1{,}20 \times 1170 \ldots\ldots\ldots\ldots = 1404$

Charge totale des arbalétriers ...... 3253 kil.

Mais cette force agit verticalement, et nous ne devons considérer que la composante perpendiculaire à l'arbalétrier. Représentons par bc, cette force $= 3253 = P$, comme l'angle $abc =$ à l'angle d'inclinaison $pdq = \alpha$, cette com-

posante perpendiculaire est $ab = P.\cos.\alpha$, et l'autre composante bm, dirigée dans le sens de la longueur des arbalétriers, sera $P.\sin.\alpha$; nous reviendrons à cette dernière. Ainsi, la force à considérer à laquelle l'arbalétrier pd doit résister, sera $P.\cos.\alpha = 3253 \times \cos. 21° = 3037$. A cette force doit s'ajouter la composante perpendiculaire à la longueur de l'arbalétrier, due à la pression des vents. Il y a des ouragans qui ont plus de 30 mètres de vitesse par seconde; faisons donc $V = 30$ mètres.

Si le plan de lattis était perpendiculaire à la direction du vent, la pression qu'il supporterait serait donnée par $R = 0,062\,K.AV^2$ kil. (n° 15), et comme $K = 2,50$, $A = 19,26$ (n° 15), cette pression serait $R = 0,062 \times 2,50 \times 19,26 \times (30)^2 = 2686^k,5$. En supposant que la direction du vent fasse un angle de 42° avec le plan de lattis, la composante de R perpendiculaire à ce plan sera $R.\sin.42° = 2686,5 \times 0,669 = 1797$; l'autre composante tendra à soulever les tuiles. La force totale sera donc $3037 + 1797 = 4834$ kil. Or, nous savons qu'une pièce de bois qui supporterait à son milieu un effort de 4834 kil. quand les deux extrémités sont encastrées, supporterait un effort qui ne serait que le $\frac{1}{4}$ du premier, ou $1208^k = P$ (n° 242). L'équarrissage de cette dernière pièce est donné par $a = \sqrt[3]{\frac{P \times 6 \times L}{R}}$; $L = 6,42$, $R = 850100$ (n° 242 et tableau K); donc la valeur du côté de la section transversale de l'arbalétrier, pour résister à la fois au poids de la toiture, à la charge de neige et à la pression d'un ouragan dont la vitesse est de 30^m par seconde, devra être au moins de $\sqrt[3]{\frac{1208 \times 6 \times 6,42}{850100}} = 0^m,38$ à peu près.

Transportons maintenant la composante $bm = P.\sin.\alpha$, en d, et représentons-la par df, elle se décomposera en deux; l'une de qui tendrait à écarter le pied de l'arbalétrier et à

renverser le mur, si le tirant dans lequel cette extrémité est assemblée par tenons et embrèvement, n'empêchait cet effet, et l'autre dq agira sur le point d du tirant qui est très résistant.

Il serait tout aussi facile de trouver l'équarrissage à donner aux autres pièces de bois de cette charpente, en déterminant les forces qui agissent sur elles. Cherchons encore l'équarrissage qu'il faudrait donner à une contre-fiche pour résister à une force de compression. En regardant cette pièce de bois comme perpendiculaire au milieu des arbalétriers, la force de compression qu'elle aurait à supporter serait celle de la force qui agit perpendiculairement sur ce point, et qui est de 7081 kil. Donnons à la contre-fiche une longueur de 18 fois son épaisseur. Si elle n'était que 12 fois son épaisseur, le nombre de millimètres carrés que contiendrait la section transversale serait donné par $\frac{7081}{0,25} = 28324$ (numéro 241). Si cette longueur était égale à 24 fois son épaisseur, le nombre de millimètres carrés serait $\frac{7081}{0,15} = 47206$; en prenant la moyenne, la section transversale de la contre-fiche serait donc $\frac{47206 + 28324}{2} = 37765$ millimètres carrés, et le côté de la section serait $\sqrt{37765} = 195$ millimètres, ou environ $0^{m},20$.

En transportant sur le poinçon les deux forces ab perpendiculaires au milieu de l'arbalétrier, leur résultante se trouverait au moyen de la formule $R^2 = P^2 + Q^2 + 2\,P.\cos.\,m$ (nº 16), dans le cas où les deux forces ne font pas entre elles un angle droit. On transportera cette résultante à l'extrémité du poinçon, et on aura la force de compression qui conduira, en opérant comme ci-dessus, à la détermination de l'équarrissage du poinçon.

Quant au tirant, on lui donnerait la 18ᵉ partie de sa longueur pour épaisseur, s'il devait porter le plancher ; on peut même ne prendre que les $\frac{2}{3}$ de l'épaisseur trouvée de cette

manière, attendu que les arbalétriers tendent à soulever le poinçon, et par conséquent le tirant auquel il est fixé.

Le tableau V présente les grosseurs approximatives des pièces de bois qui composent les fermes de quelques charpentes ; il est tiré du cours de M. Solerolle.

APPLICATION RELATIVE A LA NAVIGATION DES BATEAUX.

247. Un bateau à fond plat avec proue et sans poupe, a été construit à Châlons-sur-Marne, pour remorquer deux autres grands bateaux construits de même. Le mouvement devait être donné au moyen de deux manéges à 4 chevaux chacun ; les bateaux remorqués ont plus de 30 mètres de long, 6m.,50 de large et 0m.,54 de tirant d'eau ; le bateau remorqueur a 30 mètres de long, 5 mètres de large et 0m.,406 de tirant d'eau. Ces bateaux devaient parcourir 4000 mètres à l'heure. La Marne a, dans certains endroits, de 1 mètre à 1m.,20 de vitesse moyenne quand les eaux sont hautes ; nous ne compterons que sur $1^{m}.,10 = v$. Les bateaux n'ont pu marcher en remontant la rivière avec les conditions ci-dessus, comme on aurait pu s'en convaincre si on avait appliqué le calcul ; on n'a pu les mettre en mouvement que dans les basses eaux et dans une partie du canal qui prend ses eaux à la Marne où la vitesse de l'eau était à peu près nulle. Nous allons appliquer la théorie de Navier pour savoir si elle s'accorde avec ces faits, et qui nous fera connaître en même temps, le travail mécanique qu'il aurait fallu développer sur les barres du manége dans le cas le plus défavorable.

Nous avons vu n° 15, que la résistance qu'un fluide oppose au mouvement d'un corps, est proportionnelle au poids d'un prisme de fluide dont la base est la projection transversale du corps sur un plan perpendiculaire au mouvement, et pour hauteur, la hauteur due à la vitesse du corps, et que cette résistance est exprimée, pour l'eau, par $R = 50,975$ KAV^{2k}. Nous avons encore dit que le coefficient K variait avec la forme du corps. D'après Navier K est compris entre

0,20 et 0,30 quand les bateaux sont bien proportionnés, et s'élève jusqu'à 0,50 pour les bateaux à fond plat qui naviguent sur les rivières et qui sont moins bien proportionnés.

Si on voulait appliquer la formule à la résistance qu'éprouvent les ailes des roues d'un bateau, on prendrait, d'après Navier, $K = 2,50$.

On a trouvé aussi que quand un corps prismatique dont la longueur est 5 à 6 fois sa largeur, et qui se meut dans un fluide indéfini, ou dans une rivière ou un canal dont la largeur est fort grande comparativement à la largeur du bateau, on pouvait prendre $K = 1,10$. Si ce corps prismatique a une poupe, la résistance est diminuée de $\frac{1}{10}$ de ce qu'elle serait si le corps était sans poupe. Si on y ajoute une proue formée par le prolongement des deux faces latérales du bateau et terminée en dessous par un plan incliné (*Fig.* 154), la résistance se réduit au $\frac{1}{3}$ de ce qu'on aurait trouvé; c'est précisément le cas de nos bateaux : ils ont pour longueur, 5 à 6 fois leur largeur; ils n'ont pas de poupe, mais ils ont une proue comme la figure 154 l'indique; ainsi, d'après ce que nous venons de dire, le coefficient serait 1,10 s'il n'y avait ni proue ni poupe, et à cause de la proue, il devient $\frac{1,10}{3} = 0,366$, fraction comprise entre 0,30 et 0,50 limites relatives aux bateaux à fond plat qui naviguent sur les rivières. Nous aurons donc $K = 0,366$.

La vitesse V de la formule est celle du corps quand le fluide est tranquille; mais si le bateau remonte la rivière et que celle-ci ait une vitesse contraire v, alors la vitesse relative à mettre dans la formule serait $V + v$. Si au contraire le bateau descendait la rivière, la vitesse relative à mettre dans la formule à la place de V, serait $V - v$; car qu'un homme se meuve rapidement dans le même sens qu'un vent violent, il se refusera en partie à l'action de ce vent; qu'il se meuve contre le vent, il éprouvera au contraire une bien plus grande résistance; il en sera choqué avec une vitesse relative $V + v$, il n'en serait choqué qu'avec la vitesse v s'il

était en repos. Ainsi la formule à employer sera dans le cas où les bateaux remonteront la rivière, $R = 50{,}975 . K . A . (V + v)^{2. K}$ (*Fig.* 155).

Le propriétaire des bateaux s'était proposé de leur faire parcourir $4000^{m.}$ à l'heure ; donc $V = \frac{4000}{3600''} = 1^{m.},11$. Mais nous avons déjà dit que la vitesse du courant était moyennement de $1^{m.},10 = v$, donc $V + v = 1,11 + 1,10 = 2^{m.},21$. D'après ce que nous avons dit, la surface totale des sections des 3 bateaux qui plongent dant l'eau est $A = 2 \times 6^{m.},50 \times 0^{m.},54 + 5^{m.} \times 0,406 = 9^{m.c.},05$, et la résistance totale des 3 bateaux est $R = 50{,}975 \times 0{,}366 \times 9{,}05 \times (2{,}21)^2 = 823^{k.},94$. Si on voulait simplement que ces 3 bateaux fussent mis en mouvement par des chevaux marchant au pas le long des rives avec la vitesse de $1^{m.},11$, le travail qu'ils devraient développer serait donc $823^{k.},94 \times 1^{m.},11 = 914^{k.m.},57$, ou $\frac{914,57}{40,50} = 22,58$, c'est-à-dire 22 à 23 chevaux ordinaires au lieu de 8 dans les mêmes circonstances. Mais le travail développé sur la roue du bateau est bien plus grand, et celui développé sur les barres des deux manéges l'est encore davantage, ce qui est facile de voir.

La résistance qu'éprouvent les 3 bateaux doit être égale à celle qu'éprouvent les palettes. Si on désigne par A' la surface totale des 4 palettes plongées dans l'eau ; le coefficient de la formule $K' = 2{,}50$; et par v la vitesse de rotation des roues au centre des ailes en exprimant la résistance des ailes et en l'égalant à celle des bateaux, on aura, après réduction, $v = \left(\sqrt{\frac{KA}{K'A'}} + 1\right)(V + v)$. Le travail développé sur les aubes serait donc la résistance qu'elles éprouvent multipliée par v, ce qui donne, en désignant par P l'effort exercé sur le centre des aubes, $Pv = 50{,}975 . KA . \left(\sqrt{\frac{KA}{K'A'}} + 1\right)(V + v)^3$.

La valeur de v nous montre que plus la surface A' des aubes est grande, plus le travail développé sur elles est petit. On ignorait encore cette indication de la théorie, car on leur a donné $0^{m}.,86$ de longueur sur $0^{m}.,49$. En leur donnant 4^{m}. de long sur $0^{m}.,80$, ce qu'on aurait dû faire; comme il y a 4 aubes qui plongent dans l'eau, la surface totale $A' = 4 \times 4 \times 0,80 = 12^{m.c.},80$; on aurait donc $\sqrt{\frac{KA}{K'A'}} = \sqrt{\frac{0,366 \times 9,05}{2,50 \times 12,80}} = 0,32$ environ, et le travail développé sur la roue serait $P v = 50,975 \times 0,366 \times 9,05 \times 1,32 \times (2,21)^{3\,k.m.} = 2402^{k.m.},97 = 32$ chevaux-vapeurs et quelque chose ou 59 à 60 chevaux ordinaires. Mais ce n'est pas tout; ce que nous venons d'obtenir est seulement le travail qui doit être développé sur la roue. Si on avait voulu faire marcher les bateaux par une machine à vapeur, il aurait fallu développer sur la roue fixée sur l'arbre du volant, un travail égal à celui développé sur les roues plus le travail des frottemens qui seraient en sus de ceux de la machine à vapeur.

Dans notre exemple on a $P = \frac{2402,97}{v} = \frac{2402,97}{2,917} = 824$ kil. environ $= R$, en partant de cette valeur et en établissant les équations d'équilibre par rapport à chaque axe, on arrivera à l'effort qui doit être exercé sur les barres du manége. Par exemple, si on veut avoir l'effort exercé sur les barres d'un manége, et que nous représentions par R le bras de levier de l'effort moteur F (*Fig.* 155), par R' le rayon primitif de la roue horizontale $b\,c\,d$, par r celui du pivot de son arbre, par R'', R''' ceux des roues $t\,u$ et $f\,g$; par R^{IV} et R^{V}, les rayons des roues $f\,h$ et $m\,n$; par R^{VI} et R^{VII} les rayons de la roue $l\,o$ qui est au-dessous de $m\,n$ et celui de la roue $p\,q$; enfin par r''', r'' et r', les rayons des tourillons des arbres K, K' et K''; nous aurons, en partant de l'effort P exercé sur la roue R^{VII} et en établissant les équations d'équilibre par

rapport aux axes horizontaux K, K′, K″ et par rapport à l'axe vertical a,

1°. $2q'' \times R^{vi} = 2P \times R^{vii} + 2fNr'''$, q'' étant la réaction de la roue mn et N la résultante des forces qui agissent autour de l'arbre K transportées parallèlement à elles-mêmes sur un des tourillons, ou $N = \sqrt{(q''-P)^2 + p^2}$, p étant le poids de l'arbre et des roues R^{vi} et R^{vii}.

2°. $q' \times R^{iv} = 2q'' \times R + 2f\pi.\frac{m+m'}{m.m'}.R^{v} + fN'r''$, q' étant la réaction de la roue R''' et $N' = \sqrt{(q'-p')^2 + (2q'')^2}$; p' étant le poids de l'arbre K′ et des roues R^{iv} et R^{v}.

3°. $q \times R'' = q' \times R''' + f\pi q'\frac{m+m'}{m.m'}.R''' + fN''r'$, q étant l'effort qu'oppose la roue R″ et $N'' = \sqrt{(q'-p'')^2 + (q)^2}$; p'' étant le poids de l'arbre K″.

4°. Enfin $F \times R = q \times R' + fN''' \times \frac{1}{2}r + f\pi q.\frac{m+m'}{m.m'}.R'$, N''' étant le poids de la roue R′ et de son arbre; cette équation donnera l'effort moteur F.

La vitesse de la roue R^{viii} étant donnée par $v = \left(\sqrt{\frac{AK}{A'K'}} + 1\right)(V + v)$ où tout est connu, il sera facile, avec les diamètres des autres roues, d'arriver à la vitesse du point où agit l'effort moteur F et par suite on aura le travail de cette force.

Si la vitesse du courant était nulle, ou $v = 0$, la formule qui donne le travail moteur développé sur la roue devient $Pv = 50{,}975\ KA\left(\sqrt{\frac{KA}{K'A'}} + 1\right)V^3$, et le travail moteur n'est plus alors que $PV = 50{,}975 \times 0{,}366 \times 9{,}05 \times 1{,}32 \times (1{,}11)^3 = 203^{k.m.},14$, ou 7 à 8 chevaux ordinaires. On conçoit donc que ces 3 bateaux ont pu marcher dans ce cas.

TABLEAU B, *des multiplicateurs des dépenses relatifs aux orifices à mince paroi et isolés complétement des faces du réservoir.*

CHARGES sur LE SOMMET de L'ORIFICE.	COEFFICIENT DE LA DÉPENSE THÉORIQUE POUR DES HAUTEURS D'ORIFICE DE					
	0,20	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
0,000	0,619	0,667	0,713	0,766	0,788	0,795
0,005	0,597	0,630	0,668	0,725	0,750	0,778
0,010	0,595	0,618	0,642	0,687	0,720	0,762
0,015	0,594	0,615	0,639	0,674	0,707	0,745
0,020	0,594	0,614	0,638	0,668	0,697	0,729
0,030	0,593	0,613	0,637	0,659	0,685	0,708
0,040	0,593	0,612	0,636	0,654	0,678	0,695
0,050	0,593	0,612	0,636	0,651	0,672	0,686
0,060	0,594	0,613	0,635	0,647	0,668	0,681
0,070	0,594	0,613	0,635	0,645	0,665	0,677
0,080	0,594	0,613	0,635	0,643	0,662	0,675
0,090	0,595	0,614	0,634	0,641	0,659	0,672
0,100	0,595	0,614	0,634	0,640	0,657	0,669
0,120	0,596	0,614	0,633	0,637	0,655	0,665
0,140	0,597	0,614	0,632	0,636	0,653	0,661
0,160	0,597	0,615	0,631	0,635	0,651	0,659
0,180	0,598	0,615	0,631	0,634	0,650	0,657
0,200	0,599	0,615	0,630	0,633	0,649	0,656
0,250	0,600	0,616	0,630	0,632	0,646	0,653
0,300	0,601	0,616	0,629	0,632	0,644	0,651
0,400	0,602	0,617	0,629	0,631	0,642	0,647
0,500	0,603	0,617	0,628	0,630	0,640	0,645
0,600	0,604	0,617	0,627	0,630	0,638	0,643
0,700	0,604	0,616	0,627	0,629	0,637	0,640
0,800	0,605	0,616	0,627	0,629	0,636	0,637
0,900	0,605	0,615	0,626	0,628	0,634	0,635
1,000	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,632
1,100	0,604	0,614	0,625	0,627	0,631	0,629
1,200	0,604	0,614	0,624	0,626	0,628	0,626
1,300	0,603	0,613	0,622	0,624	0,625	0,622
1,400	0,603	0,612	0,621	0,622	0,622	0,618
1,500	0,602	0,611	0,620	0,620	0,619	0,615
1,600	0,002	0,611	0,018	0,618	0,617	0,613
1,700	0,602	0,610	0,617	0,616	0,615	0,612
1,800	0,601	0,609	0,615	0,615	0,614	0,612
1,900	0,601	0,608	0,614	0,613	0,613	0,611
2,000	0,601	0,607	0,614	0,612	0,612	0,611
3,000	0,601	0,608	0,606	0,608	0,610	0,609

TABLEAU C, *des poids spécifiques de quelques substances.*

Plomb coulé	11,3523
Cuivre en fil	8,8785
Cuivre rouge coulé	8,7880
Acier non écroui	7,8163
Fer en barre	7,7880
Fer fondu	7,2070
Chêne le plus pesant, le cœur	1,1700
Cormier	0,9110
Bois de hêtre	0,8520
Chêne le plus léger	0,8500
Frêne	0,7450
Bois d'orme	0,8000
Pommier	0,7330
Bois d'oranger	0,7050
Sapin jaune	0,6570
Tilleul	0,6040
Peuplier blanc d'Espagne	0,5290
Peuplier ordinaire	0,3830
Pierre à plâtre ordinaire	2,1680
Gypse ou plâtre fin	2,2640
Pierre meulière	2,4840
Briques les plus cuites	2,2000
Id. les moins cuites	1,5000
Sable pur	1,9000
Sable terreux	1,7000
Terre végétale	1,4000
Terre argileuse	1,6000
Terre glaise	1,9000
Maçonnerie en moellons ordinaires, depuis 1,7000 jusqu'à	2,3000

Tableau des densités et des poids spécifiques de quelques gaz, la densité de l'air étant prise pour unité.

	Poids d'un mètre cube à 0° et 760m. de pression.	Poids spécifique.
Air atmosphérique	1k,2991	1,0000
Acide carbonique	1k,9805	1,5245
Hydrogène	0k,0894	0,0688
Vapeur d'eau	0k,8100	0,6235

TABLEAU D. *Frottement des surfaces planes lorsqu'elles ont été quelque temps en contact.*

INDICATION DES SURFACES EN CONTACT.	DISPOSITION DES FIBRES.	ÉTAT DES SURFACES.	RAPPORT du FROTTEMENT à la PRESSION.
Chêne sur chêne	Parallèles	Sans enduit	0,62
Chêne sur chêne	Id.	Frottées de savon sec	0,44
Chêne sur chêne	Perpendiculaires	Sans enduit	0,54
Chêne sur chêne	Id.	Mouillées d'eau	0,71
Chêne sur chêne	Bois debout sur bois à plat	Sans enduit	0,43
Chêne sur orme	Parallèles	Sans enduit	0,38
Orme sur chêne	Parallèles	Id.	0,69
Orme sur chêne	Id.	Frottées de savon sec	0,41
Orme sur chêne	Perpendiculaires	Sans enduit	0,57
Frêne, sapin, hêtre, sorbier sur chêne	Parallèles	Id.	0,53
Cuir tanné sur chêne	Le cuir à plat	Id.	0,61
Cuir tanné sur chêne	Le cuir de champ	Id.	0,43
Cuir tanné sur chêne	Le cuir de champ	Mouillées d'eau	0,79
Cuir noir corroyé ou courroie sur surface plane en chêne	Parallèles	Sans enduit	0,74
Cuir noir corroyé ou courroie sur un tambour en chêne	Perpendiculaires	Id.	0,47
Natte de chanvre sur chêne	Parallèles	Sans enduit	0,50
Natte de chanvre sur chêne	Id.	Mouillées d'eau	0,87
Corde de chanvre sur chêne	Parallèles	Sans enduit	0,80
Fer sur chêne	Parallèles	Id.	0,62
Fer sur chêne	Id.	Mouillées d'eau	0,65
Fonte sur chêne	Parallèles	Id.	0,65

INDICATION DES SURFACES EN CONTACT.	DISPOSITION DES FIBRES.	ÉTAT DES SURFACES.	RAPPORT du FROTTEMENT à la PRESSION.
Cuivre jaune sur chêne.	Parallèles.	Sans enduit.	0,62
Cuir de bœuf pour garniture de piston, sur fonte.	A plat ou de champ.	Mouillées d'eau.	0,62
		Avec huile ou saindoux.	0,12
Cuir noir corroyé ou courroie sur poulie en fonte.	A plat.	Sans enduit.	0,28
		Mouillées d'eau.	0,38
Fonte sur fonte.	»	Sans enduit.	0,16 (a)
Fer sur fonte.	»	*Id.*	0,19
Chêne, orme, charme, fer, fonte et bronze, glissant, deux à deux l'un sur l'autre.	»	Enduites de suif.	0,10 (b)
		Enduites d'huile ou de saindoux.	0,15 (c)
Pierre calcaire oolithique sur calcaire oolithique.	»	Sans enduit.	0,74
Pierre calcaire dure, dite muschelkalk, sur calcaire oolithique.	»	*Id.*	0,75
Brique sur calcaire oolithique.	»	*Id.*	0,67
Chêne sur calcaire oolithique.	Bois debout.	*Id.*	0,63
Fer sur calcaire oolithique.	»	*Id.*	0,49
Pierre calcaire dure ou muschelkalk sur muschelkalk.	»	*Id.*	0,70
Pierre calcaire oolithique sur muschelkalk.	»	*Id.*	0,75
Brique sur muschelkalk.	»	*Id.*	0,67
Fer sur muschelkalk.	»	*Id.*	0,42
Chêne sur muschelkalk.	»	*Id.*	0,64
Pierre calcaire oolitique sur calcaire oolithique.	»	Avec enduit de mortier de trois parties de sable fin et une partie de chaux hydraulique.	0,74 (d)

(a) Les surfaces conservant quelque onctuosité. — (b) Lorsque le contact n'a pas duré assez long-temps pour exprimer l'enduit. — (c) Lorsque le contact a duré assez long-temps pour exprimer l'enduit et ramener les surfaces à l'état onctueux. — (d) Après un contact de 10 à 15 minutes.

Tableau F. *Frottement des surfaces planes en mouvement les unes sur les autres.*

INDICATION des surfaces en contact.	DISPOSITION des fibres.	ÉTAT des surfaces.	RAPPORT du frottement à la pression.
Chêne sur chêne	Parallèles	Sans enduit	m. 0,48
	Id.	Frottées de savon sec	0,16
	Perpendiculaires	Sans enduit	0,34
	Id.	Mouillées d'eau	0,25
	Bois debout sur bois à plat	Sans enduit	0,19
Orme sur chêne	Parallèles	Sans enduit	0,43
	Perpendiculaires	Id.	0,45
	Parallèles	Id.	0,25
Frêne, sapin, hêtre, poirier sauvage et sorbier, sur chêne	Id.	Id.	0,36 à 0,40
Fer sur chêne	Id.	Id.	0,62
		Mouillées d'eau	0,26
		Frottées de savon sec	0,21
Fonte sur chêne	Id.	Sans enduit	0,49
		Mouillées d'eau	0,22
		Frottées de savon sec	0,19
Cuivre jaune sur chêne	Id.	Sans enduit	0,62
Fer sur orme	Id.	Id.	0,25
Fonte sur orme	Id.	Id.	0,20
Cuir corroyé sur chêne	Id.	Id.	0,27
Cuir tanné sur chêne	A plat ou de champ	Id.	0,30 à 0,35
		Mouillées d'eau	0,29
Cuir tanné sur fonte et sur bronze	A plat ou de champ	Sans enduit	0,56
		Mouillées d'eau	0,36
		Onctueuses et mouillées d'eau	0,23
		Enduites d'huile	0,15

INDICATION DES SURFACES EN CONTACT.	DISPOSITION DES FIBRES.	ÉTAT DES SURFACES.	RAPPORT du frottement à la pression.
Chanvre en brins ou en corde sur chêne	Parallèles	Sans enduit	m. 0,52
	Perpendiculaires.	Mouillées d'eau.	0,33
Chêne et orme sur fonte	Parallèles	Sans enduit	0,38
Poirier sauvage sur fonte	*Id.*	*Id.*	0,44
Fer sur fer	*Id.*	*Id.*	» (a)
Fer sur fonte et sur bronze	»	*Id.*	0,18 (b)
Fonte sur fonte et sur bronze	»	*Id.*	0,15 (b)
Bronze sur bronze	»	*Id.*	0,20
Bronze sur fonte	»	*Id.*	0,22
Bronze sur fer	»	*Id.*	0,16 (c)
Chêne, orme, charme, poirier sauvage, fonte, fer, acier et bronze, glissant l'un sur l'autre ou sur eux-mêmes	»	Lubrifiées à la manière ordinaire avec enduit de suif, saindoux, huile, cambouis mou, etc.	0,07 à 0,08 (d)
		Légèrement onctueuse au toucher	0,15
Pierre calcaire oolithique sur calcaire oolithique	»	Sans enduit	0,64
Pierre calcaire dite muschelkalk sur calcaire oolithique	»	*Id.*	0,67
Brique ordinaire sur calcaire oolithique	»	*Id.*	0,65
Chêne sur calcaire oolithique	Bois de bout	*Id.*	0,38
Fer forgé sur calcaire oolithique	Parallèles	*Id.*	0,69
Pierre calcaire dite muschelkalk sur muschelkalk	»	*Id.*	0,38
Pierre calcaire oolithique sur muschelkalk	»	*Id.*	0,65
Brique ordinaire sur muschelkalk	»	*Id.*	0,60
Chêne sur muschelkalk	Bois de bout	*Id.*	0,38
Fer sur muschelkalk	Parallèles	*Id.*	0,24
	Id.	Mouillées d'eau	0,30

(a) Les surfaces se rodent dès qu'il n'y a pas d'enduit. — (b) Les surfaces conservant encore un peu d'onctuosité. — (c) Les surfaces étant un peu onctueuses. — (d) Lorsque l'enduit est sans cesse renouvelé et uniformément réparti, ce rapport peut s'abaisser jusqu'à 0,05.

TABLEAU F. *Frottement des tourillons en mouvement sur leurs coussinets.*

INDICATION DES SURFACES EN CONTACT.	ÉTAT DES SURFACES.	RAPPORT du frottement à la pression lorsque l'enduit est renouvelé à la manière ordinaire.	RAPPORT du frottement à la pression lorsque l'enduit est renouvelé d'une manière continue.
Tourillons en fonte sur coussinets en fonte...	Enduites d'huile d'olive, de saindoux, de suif ou de cambouis mou.........	0,07 à 0,08	0,054
	Avec les mêmes enduits et mouillées d'eau......	0,08	»
	Enduites d'asphalte.........	0,054	»
	Onctueuses............	0,14	»
	Onctueuses et mouillées d'eau.	0,14	»
Tourillons en fonte sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile d'olive, de saindoux, de suif ou de cambouis mou........	0,07 à 0,08	0,054
	Onctueuses..........	0,16	»
	Onctueuses et mouillées d'eau.	0,16	»
	Très peu onctueuses.......	0,19	»(a)
	Sans enduit..........	0,18	»(b)
Tourillons en fonte sur coussinets en bois de gayac..........	Enduites d'huile ou de saindoux..............		0,090
	Onctueuses d'huile ou de saindoux.............	0,10	»
	Onctueuses d'un mélange de saindoux et de plombagine.	0,14	»
Tourillons en fer sur coussinets en fonte..	Enduites d'huile d'olive, de suif, de saindoux ou de cambouis mou.........	0,07 à 0,08	0,054
Tourillons en fer sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile d'olive, de saindoux et de suif......	0,07 à 0,08	0,054
	Enduites de cambouis ferme.	0,09	»
	Onctueuses et mouillées d'eau.	0,19	»
	Très peu onctueuses.........	0,25	»(c)
Tourillons en fer sur coussinets en gayac.	Enduites d'huile ou de saindoux..............	0,11	»
	Onctueuses..............	0,19	»
Tourillons en bronze sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile.........	0,10	»
	Enduites de saindoux......	0,09	»
Tourillons en bronze sur coussinets en fonte...	Enduites d'huile ou de suif..		0,045 à 0,052
Tourillons en gayac sur tourillons en fonte...	Enduites de saindoux.........	0,12	»
	Onctueuses............	0,15	»
Tourillons en gayac sur coussinets en gayac.	Enduites de saindoux.......	»	0,07

(a) Les surfaces commençant à se roder. — (b) Les bois étant un peu onctueux. — (c) Les surfaces commençant à se roder.

TABLEAU G. *Présentant les quantités de travail que peuvent fournir l'homme et les animaux.*

NUMÉROS D'ORDRE.	NATURE DU TRAVAIL.	POIDS élevé ou effort moyen exercé.	VITESSE ou chemin par seconde.	TRAVAIL par seconde.	DURÉE du travail journalier.	QUANTITÉ de travail journalier.
	1° *Élévation verticale des poids.*	kilog.	mètres.	km.	heures.	k. m.
1	Un homme montant une rampe douce ou un escalier sans fardeau, son travail consistant dans l'élévation du poids de son corps. . .	65,00	0,15	9,75	8	280.800
2	Un manœuvre élevant des poids avec une corde et une poulie, ce qui l'oblige à faire descendre la corde à vide.	18,00	0,20	3,60	6	77.760
3	Un manœuvre élevant des poids ou les soulevant avec la main.	20,00	0,17	3,40	6	73.440
4	Un manœuvre élevant des poids en les portant sur son dos au haut d'une rampe douce ou d'un escalier et revenant à vide.	65,00	0,04	2,60	6	56.160
5	Un manœuvre élevant des matériaux avec une brouette en montant une rampe au $\frac{1}{12}$ et revenant à vide.	60,00	0,02	1,20	10	43.200
6	Un manœuvre élevant des terres à la pelle à la hauteur moyenne de 1m,60.	2,70	0,40	1,08	10	38.880
	2°. *Action sur les machines.*					
	Un manœuvre agissant sur une roue à chevilles ou à tambour :					
1	1°. Au niveau de l'axe de la roue.	60,00	0,15	9,00	8	259.200
2	2°. Vers le bas de la roue ou à 24°. . .	12,00	0,70	8,40	8	251.120
3	Un manœuvre marchant et poussant ou tirant horizontalement.	12,00	0,60	7,20	8	207.360
4	Un manœuvre agissant sur une manivelle. . .	8,00	0,75	6,00	8	172.800
5	Un manœuvre exercé poussant et tirant alternativement dans le sens vertical.	5,00	1,10	5,50	8	158.400
6	Un cheval attelé à une voiture ordinaire et allant au pas.	70,00	0,90	63,00	10	2.168.000
7	Un cheval attelé à un manége et allant au pas.	45,00	0,9	40,5	8	1.166.400
8	Un cheval attelé à un manége et allant au trot.	30,00	2,0	60,0	4,5	972.400
9	Un bœuf attelé à un manége et allant au pas.	65,00	0,6	39,0	8	1.128.200
10	Un mulet attelé de même et allant au pas. . .	30,00	0,90	27,0	8	777.600
11	Un âne attelé de même et allant au pas. . . .	14,00	0,80	11,6	8	334.080

TABLEAU H. *Des effets utiles que peuvent produire l'homme et les animaux dans le transport horizontal.*

NUMÉROS D'ORDRE.	NATURE DU TRANSPORT.	POIDS trans-porté.	VITESSE ou chemin par seconde.	EFFET utile par seconde exprimé en kilog. transportés à 1 m.	DURÉE de l'action journalière.	EFFET utile par jour.
		kilog.	mètres.	k. m.	heures.	k. m.
1	Un homme marchant sur un chemin horizontal sans fardeau, son travail consistant dans le transport du poids de son corps.	65	1,50	97,5	10,0	3.510.000
2	Un manœuvre transportant des matériaux dans une petite charrette ou camion à deux roues, et revenant à vide. .	100	0,50	50,0	10,0	1.800.000
3	Un manœuvre transportant des matériaux dans une brouette, et revenant à vide chercher de nouvelles charges.	60	0,50	30,0	10,0	1.080.000
4	Un homme voyageant emportant des fardeaux sur le dos.	40	0,75	30,0	7,0	756.000
5	Un manœuvre transportant des matériaux sur son dos, et revenant à vide chercher de nouvelles charges.	65	0,50	32,5	6,0	702.000
6	Un manœuvre transportant des fardeaux sur une civière, et revenant à vide chercher de nouvelles charges.	50	0,33	16,5	10,0	594.000
7	Un cheval transportant des matériaux sur une charrette, et marchant au pas continuellement chargé.	700	1,10	770,0	10,0	27.720.000
8	Un cheval attelé à une voiture, et marchant au trot continuellement chargé.	350	2,20	770,0	4,5	12.474.000
9	Un cheval transportant des fardeaux sur une charrette, et revenant à vide chercher de nouvelles charges.	700	0,60	420,0	10,0	15.120.000
10	Un cheval chargé sur le dos, et allant au pas.	120	1,1	132,0	10,0	4.752.000
11	Un cheval chargé sur le dos, et allant au trot.	80	2,2	176,0	7,0	4.435.000

TABLEAU I. *Des forces élastiques de la vapeur et des températures correspondantes de 1 à 24 atmosphères d'après l'observation, de 24 à 50 atmosphères, par le calcul.*

ÉLASTICITÉ de la vapeur en prenant la pression de l'atmosphère pour unité.	COLONNE de mercure à 0° qui mesure l'élasticité.	TEMPÉRATURES correspondantes données par le thermomètre centigrade à mercure.	PRESSION sur un centimètre carré en kilogr.	ÉLASTICITÉ de la vapeur en prenant la pression de l'atmosphère pour unité.	COLONNE de mercure à 0° qui mesure l'élasticité.	TEMPÉRATURES correspondantes données par le thermomètre centigrade à mercure.	PRESSION sur un centimètre carré en kilogr.
»	0,0018	—20	0,0018	4½	3,42	149,06	4,648
»	0,0019	—15	0,0026	5	3,80	153,08	5,165
»	0,0026	—10	0,0036	5½	4,18	156,8	5,681
»	0,0036	— 5	0,0050	6	4,56	160,2	6,198
»	0,0050	— 0	0,0069	6½	4,94	163,48	6,714
»	0,0069	— 5	0,0094	7	5,32	166,5	7,231
»	0,0095	—10	0,0129	7½	5,70	169,37	7,747
»	0,0128	—15	0,0170	8	6,08	172,1	8,264
»	0,0173	—20	0,0235	9	6,84	177,1	9,297
»	0,0231	—25	0,0314	10	7,60	181,6	10,33
»	0,0306	—30	0,0418	11	8,36	186,08	11,363
»	0,0404	—35	0,0549	12	9,12	190,00	12,396
»	0,0530	—40	0,0720	13	9,88	193,7	13,429
»	0,0687	—45	0,0934	14	10,64	197,19	14,462
»	0,0887	—50	0,1205	15	11,40	200,48	15,495
»	0,1137	—55	0,1544	16	12,16	203,60	16,528
»	0,1447	—60	0,1965	17	12,92	206,57	17,561
»	0,1827	—65	0,2482	18	13,68	209,4	18,594
»	0,2299	—70	0,3112	19	14,44	212,1	19,627
»	0,2831	—75	0,3963	20	15,20	214,7	20,660
»	0,3521	—80	0,4783	21	15,96	217,2	21,693
»	0,4317	—85	0,5865	22	16,72	219,6	22,726
»	0,5253	—90	0,7136	23	17,48	221,9	23,759
»	0,6843	—95	0,8617	24	18,24	224,2	24,792
1	0,7600	—100	1,0335	25	19,00	226,3	25,825
1½	1,1400	—112,2	1,549	30	22,80	236,2	30,990
2	1,5200	—121,4	2,066	35	26,60	244,85	36,155
2½	1,9000	—128,8	2,582	40	30,40	252,55	41,320
3	2,280	—125,1	3,099	45	34,20	259,52	46,485
3½	2,66	—140,6	3,615	50	38,00	265,89	51,650
4	3,04	—145,4 *	4,132				

* Les températures qui correspondent de 1 à 4 atmosphères, inclusivement, ont été calculées par la formule de Tredgold, qui, dans cette partie de l'échelle, s'accorde mieux que l'autre avec les observations.

Tableau J. *Des épaisseurs à donner aux chaudières en tôle pour les machines à vapeur.*

DIAMÈTRE des CHAUDIÈRES.	PRESSION DE LA VAPEUR EN ATMOSPHÈRES.						
	2	3	4	5	6	7	8
centim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.
50	3,90	4,80	5,70	6,60	7,50	8,40	9,30
55	3,99	4,98	5,97	6,96	7,95	8,94	9,93
60	4,08	5,16	6,24	7,32	8,40	9,48	10,56
65	4,17	5,34	6,51	7,68	8,85	10,02	11,19
70	4,26	5,52	6,78	8,04	9,30	10,56	11,82
75	4,35	5,70	7,05	8,40	9,75	11,10	12,45
80	4,44	5,88	7,32	8,76	10,20	11,64	13,08
85	4,53	6,06	7,59	9,12	10,65	12,18	13,71
90	4,62	6,24	7,86	9,48	11,10	12,72	14,34
95	4,71	6,42	8,13	9,84	11,55	13,26	14,97
100	4,80	6,60	8,40	10,20	12,00	13,80	15,60

TABLEAU K. *Des coefficients d'élasticité et de résistance pour divers matériaux employés dans les constructions.*

NATURE des MATÉRIAUX.		COEFFICIENTS					
		d'élasticité ou E (a).	de résistance à la traction ou A (b).	de résistance à la compression ou B (c).	de résistance à la flexion ou R (d).	de torsion ou t (e).	de résistance à la torsion ou T (f).
		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
PIERRES.	Grès le plus dur	»	»	90,00	»	»	»
	Grès tendre	»	»	0,40	»	»	»
	Brique très dure	»	2,00	15,00	»	»	»
	Brique ordinaire	»	»	4,00	»	»	»
	Plâtre	»	0,40	6,00	»	»	»
	Bon mortier de 18 mois	»	0,80	4,00	»	»	»
	Pierre calcaire ordinaire	»	8,00	50,00	»	»	»
	Mortier ordinaire de 18 mois	»	0,30	2,50	»	»	»
BOIS...	Chêne le plus fort	1088000000	196	80,00	850100	8117592	405800
	Chêne faible	683000000	140	50,00	586200	3284000	167200
	Sapin fort	1293000000	»	100,00	709700	6218000	310900
	Sapin faible	558000000	167	26,00	511100	2683000	134100
	Orme	»	»	18,00	»	»	»
FERS...	Fer forgé le meilleur de mince échantillon	25000000000	1333	1250,00	24513000	120225000	20037000
	Fer forgé faible de gros échantillon	15000000000	667	*id.*	13710000	72135000	12022000
	Fonte grise	9029000000	167	2500	4493000	43420000	7233000
	Fonte douce	10653000000	167	*id.*	7355000	51230000	8600000
	Acier le meilleur	»	1500	»	»	»	»
	Acier le plus mauvais	»	333	»	»	»	»
	Chaîne ordinaire de fer forgé	»	2000	»	»	»	»
	Chaîne de fer forgé, renforcée par un tenon transversal	»	2667	»	»	»	»

(a) Les coefficients E servent à mesurer les allongements, accroissements ou flexions des pièces.

(b) Les coefficients A représentent les tractions en kilogrammes que doivent au plus subir les matériaux par centimètre carré de surface de section transversale. En multipliant par 10, 5 ou 6, on a les mêmes forces capables de les rompre, selon qu'il s'agit de pierres, de bois et de fer.

(c) Les coefficients B représentent les charges que des pièces debout doivent au plus supporter dans les constructions, par centimètre carré de surface de section transversale, quand elles sont de forme cubique. On les réduira aux $\frac{5}{6}$ et à $\frac{1}{2}$ pour les pièces de bois dont la hauteur sera 12 fois et 24 fois le plus petit côté de la base; aux $\frac{1}{2}$ et à $\frac{1}{4}$ pour des barreaux de fer forgé, dont la hauteur sera 12 fois et 24 fois le plus petit côté de la base, et aux $\frac{2}{3}$, $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{11}$ pour du fer fondu, selon que la hauteur sera 4 fois, 8 fois et 36 fois le plus petit côté. On multipliera par 10, 5, ou par 4, le coefficient B pour conclure la pression par centimètre carré capable d'écraser les pièces debout, selon qu'elles sont en pierres, en bois ou en fer.

(d) (f) Les coefficients R et T de résistance à la flexion et à la torsion, deviennent des coefficients de rupture en les multipliant par 10, 3 et 4, selon que la pièce est en bois, en fer forgé ou en fer fondu. On ajoutera aux valeurs de T le $\frac{1}{5}$ en sus, si les sections sont circulaires au lieu d'être rectangulaires.

(e) Les coefficients t sont relatifs aux solides dont les sections sont rectangulaires. On leur ajoutera $\frac{1}{5}$ en sus, si les sections sont circulaires.

TABLEAU L. *Des quantités de travail totales produites sous différentes détentes, par un mètre cube de vapeur d'eau à la tension d'une atmosphère.*

VOLUME après la détente.	QUANTITÉ de travail correspondante.	VOLUME après la détente.	QUANTITÉ de travail correspondante.	OBSERVATIONS.
1,25	12635	5,75	28399	*Nota.* Quand il n'y a pas détente ou que le volume reste égal à 1, le travail produit par l'action directe du mètre cube de vapeur est 10330k.m.
1,50	14518	6,00	28839	
1,75	16111	6,25	29261	
2,00	17490	6,50	29665	
2,25	18707	6,75	30055	
2,50	19795	7,00	30431	
2,75	20780	7,25	30794	
3,00	21679	7,50	31144	
3,25	22506	7,75	31483	
3,50	23271	8,00	31811	
3,75	23984	8,25	32129	
4,00	24650	8,50	32437	
4,25	25277	8,75	32736	
4,50	25867	9,00	33027	
4,75	26426	9,25	33310	
5,00	26955	9,50	33585	
5,25	27459	9,75	33854	
5,50	27940	10,00	34116	

TABLEAU M. *Cordes blanches sèches. — Roideur proportionnelle au carré du diamètre.*

DIAMÈTRES des cordes en centimètres.	ROIDEUR naturelle ou valeur de K.	ROIDEUR pour 1 kil. de charge ou valeur de I.
centim.	kil.	kil.
1	0,055615	0,0024346
2	0,222460	0,0097382
4	0,889840	0,0389528
8	3,559360	0,1558112

TABLEAU N. *Cordes blanches imbibées d'eau. — Roideur proportionnelle au carré du diamètre.*

DIAMÈTRES des cordes en centimètres.	ROIDEUR naturelle ou valeur de K.	ROIDEUR pour 1 kil. de charge ou valeur de I.
centim.	kil.	kil.
1	0,111230	0,0024346
2	0,444920	0,0097382
4	1,779680	0,0389528
8	7,118720	0,1558112

TABLEAU O.

CARRÉS DES RAPPORTS de diamètres intermédiaires à ceux du tableau.	
Rapports.	Carrés.
1,0	1,00
1,1	1,21
1,2	1,44
1,3	1,69
1,4	1,96
1,5	2,25
1,6	2,56
1,7	2,89
1,8	3,24
1,9	3,61
2,0	4,00

TABLEAU P. *Présentant des résultats d'expérience relatifs au bélier hydraulique.*

NOMBRE de battemens en 1'.	HAUTEUR		EAU EN 1'		$\frac{qh}{QH}$ d'après	
	de la chute H	de l'élévation h	dépensée Q	élevée q	l'expérience.	la formule.
	mèt.	mèt.	m.c.c.	mèt. cub.		
66	3,066	8,017	0,0484	0,0154	0,900	0,97
....	....	....	....	....	....	....
54	3,099	9,86	0,0635	0,01742	0,873	0,92
50	3,027	11,78	0,0546	0,01192	0,850	0,87
52	2,437	9,86	0,0371	0,00767	0,847	0,85
45	2,661	11,78	0,0498	0,00952	0,845	0,84
42	2,262	11,78	0,0451	0,00682	0,787	0,78
36	1,843	11,78	0,0404	0,00478	0,754	0,71
26	1,386	9,86	0,0238	0,00225	0,672	0,67
31	1,543	11,76	0,0366	0,00320	0,667	0,65
23	1,255	11,78	0,0505	0,00295	0,548	0,56
17	0,915	9,81	0,0491	0,00218	0,473	0,51
15	0,981	11,78	0,0561	0,00165	0,352	0,45
14	0,758	11,78	0,0548	0,00100	0,284	0,32
10	0,601	11,78	0,0446	0,00041	0,181	0,18

TABLEAU Q. *Voûtes en plein cintre à extrados parallèle.*

VALEUR du RAPPORT $K = \frac{a}{r}$	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur	VALEUR de l'angle de rupture.	RAPPORT C de la poussée au carré du rayon de l'intrados.		RAPPORT $\sqrt{2c}$ de l'épaisseur limite du pied droit au rayon de l'intrados.	
			Cas de la rotation.	Cas du glissement.	Équilibre strict.	Équilibre de Lahire.
2,732	1,154	0,00	0,00000	0,98923	»	»
2,70	1,176	13,42	0,00211	0,96262	»	»
2,65	1,212	22,00	0,00319	0,92168	»	»
2,60	1,250	27,30	0,00809	0,88154	»	»
2,50	1,333	35,52	0,02283	0,80346	»	»
2,40	1,428	42,6	0,04109	0,72847	»	»
2,30	1,538	46,47	0,06835	0,65654	»	»
2,20	1,666	51,4	0,08648	0,58767	»	»
2,10	1,810	54,27	0,10926	0,52186	»	»
2,00	2,000	57,17	0,13017	0,45912	0,9582	1,3223
1,90	2 282	59,37	0,14813	0,39943	0,8938	1,2320
1,80	2,500	61,24	0,16373	0,34281	0,8280	1,1444
1,70	2,857	62,53	0,17180	0,28924	0,7606	1,0484
1,60	3,333	63,49	0,17517	0,23874	0,6910	0,9525
1,59	3,389	63,52	0,17533	0,23386	0,6839	0,9427
1,58	3,448	63,55	0,17535	0,22901	0,6768	0,9329
1,57	3,508	63,58	0,17524	0,22434	0,6698	0,9233
1,56	3,571	64,1	0,17499	0,21940	0,6624	0,9131
1,55	3,636	64,3	0,17478	0,21464	0,6552	0,9031
1,54	3,703	64,5	0,17445	0,20991	0,6479	0,8931
1,53	3,773	64,7	0,17397	0,20521	0,6406	0,8831
1,52	3,846	64,8	0,17352	0,20054	0,6333	0,8730
1,51	3,920	64,8	0,17310	0,19590	0,6259	0,8628
1,50	4,000	64,9	0,17254	0,19130	0,6185	0,8527
1,49	4,081	64,9	0,17180	0,18673	0,6111	0,8424
1,48	4.166	64.8	0,17095	0,18218	0,6036	0,8320
1,47	4,255	64,7	0.17008	0,17766	0,5961	0,8216
1,46	4,347	64,6	0,16915	0,17318	0,5885	0,8112
1,45	4,444	64,5	0,16798	0,16872	0,5809	0,8007
1,44	4,545	64,3	0,16688	0,16430	0,5776	0,7962
1,43	4,651	64,00	0,16568	0,15991	0,5756	0,7934
1,42	4,761	63,86	0,16448	0,15555	0,5735	0,7906
1,41	4,878	63,52	0,16317	0,15122	0,5713	0,7874
1,40	5,000	63,48	0,16167	0,14691	0,5686	0,7838
1,39	5,128	63,43	0,16014	0,14264	0,5659	0,7801

VALEUR du RAPPORT $K = \frac{\lambda}{r}$	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	VALEUR de l'angle de rupture.	RAPPORT C de la poussée au carré du rayon r de l'intrados.		RAPPORT $\sqrt{2c}$ de l'épaisseur limite du pied droit au rayon de l'intrados.	
			Cas de la rotation.	Cas du glissement.	Équilibre strict.	Équilibre de Lahire.
		° '				
1,38	5,263	63,38	0,15845	0,13841	0,5629	0,7760
1,37	5,406	63,32	0,15672	0,13420	0,5598	0,7717
1,36	5,555	63,26	0,15482	0,13002	0,5564	0,7670
1,35	5,714	63,19	0,15287	0,12587	0,5529	0,7622
1,34	5,882	63,10	0,15096	0,12176	0,5495	0,7574
1,33	6,060	63,10	0,14896	0,11767	0,5453	0,7524
1,32	6,264	62,50	0,14678	0,11362	0,5418	0,7468
1,31	6,451	62,38	0,14540	0,10959	0,5387	0,7425
1,30	6,666	62,14	0,14330	0,105[illegible]	0,5358	0,7379
1,29	6,896	62,9	0,14012	0,10163	0,5294	0,7297
1,28	7,142	62,3	0,13691	0,09770	0,5233	0,7213
1,27	7,407	61,47	0,13430	0,09379	0,5183	0,7144
1,26	7,692	61,30	0,13157	0,08992	0,5130	0,7071
1,25	8,000	61,15	0,12847	0,08608	0,5060	0,6987
1,24	8,333	61,1	0,12516	0,08227	0,5003	0,6896
1,23	8,695	60,40	0,12201	0,07849	0,4940	0,6809
1,22	9,090	60,19	0,11887	0,07474	0,4876	0,6721
1,21	9,523	60,00	0,11516	0,07102	0,4799	0,6615
1,20	10,000	59,41	0,11140	0,06733	0,4720	0,6504
1,19	10,526	59,10	0,10791	0,06368	0,4646	0,6404
1,18	11,111	58,40	0,10417	0,06005	0,4564	0,6292
1,17	11,764	58,0	0,10021	0,05646	0,4472	0,6171
1,16	12,500	57,40	0,09593	0,05289	0,4380	0,6038
1,15	13,333	57,1	0,09176	0,04935	0,4284	0,5905
1,14	14,285	56,23	0,08729	0,04585	0,4178	0,5759
1,13	15,384	55,45	0,08254	0,04237	0,4063	0,5601
1,12	16,666	54,48	0,07789	0,03984	0,3947	0,5444
1,11	18,181	54,10	0,07273	0,03552	0,3814	0,5259
1,10	20,000	53,15	0,06754	0,03213	0,3675	0,5066
1,09	22,222	52,14	0,06177	0,02879	»	»
1,08	25,000	51,7	0,05649	0,02546	»	»
1,07	28,571	49,48	0,05065	0,02217	»	»
1,06	33,333	48,18	0,04456	0,01891	»	»
1,05	40,000	46,32	0,03813	0,01568	»	»
1,04	50,000	44,4	0,03139	0,01249	»	»
1,03	66,666	41,4	0,02469	0,00932	»	»
1,02	100,000	38,12	0,01691	0,00618	»	»
1,01	200,000	32,36	0,00889	0,00308	»	»
1,00	Infini.	0,00	0,00000	0,00000	»	»

Tableau R. *Voûtes en plein cintre à extrados parallèle. — Table des épaisseurs des pieds droits.*

VALEUR du rapport $K=\frac{R}{r}$	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	Rapport $\frac{e}{r}$ de l'épaisseur des pieds droits au rayon de l'intrados, en fonction du rapport $\frac{r}{h}$ de ce rayon à la hauteur des pieds droits. (Cas de l'équilibre strict.)
2,00	2,000	$-2,3562\frac{r}{h}+\sqrt{(5,5517\frac{r^2}{h^2}+1,7907\frac{r}{h}+0,9182)}$
1,90	2,222	$-2,0449\frac{r}{h}+\sqrt{(4,2021\frac{r^2}{h^2}+1,3240\frac{r}{h}+0,7988)}$
1,80	2,500	$-1,7593\frac{r}{h}+\sqrt{(3,0951\frac{r^2}{h^2}+0,9368\frac{r}{h}+0,6856)}$
1,70	2,857	$-1,4844\frac{r}{h}+\sqrt{(2,2034\frac{r^2}{h^2}+0,6933\frac{r}{h}+0,5785)}$
1,60	3,339	$-1,2252\frac{r}{h}+\sqrt{(1,5012\frac{r^2}{h^2}+0,3775\frac{r}{h}+0,4775)}$
1,59	3,389	$-1,2001\frac{r}{h}+\sqrt{(1,4404\frac{r^2}{h^2}+0,3566\frac{r}{h}+0,4677)}$
1,58	3,448	$-1,1752\frac{r}{h}+\sqrt{(1,3812\frac{r^2}{h^2}+0,3361\frac{r}{h}+0,4580)}$
1,57	3,508	$-1,1513\frac{r}{h}+\sqrt{(1,3255\frac{r^2}{h^2}+0,3151\frac{r}{h}+0,4487)}$
1,56	3,571	$-1,1261\frac{r}{h}+\sqrt{(1,2677\frac{r^2}{h^2}+0,2966\frac{r}{h}+0,4388)}$
1,55	3,636	$-1,1015\frac{r}{h}+\sqrt{(1,2133\frac{r^2}{h^2}+0,2783\frac{r}{h}+0,4293)}$
1,54	3,703	$-1,0772\frac{r}{h}+\sqrt{(1,1605\frac{r^2}{h^2}+0,2603\frac{r}{h}+0,4198)}$
1,53	3,773	$-1,0531\frac{r}{h}+\sqrt{(1,1091\frac{r^2}{h^2}+0,2428\frac{r}{h}+0,4104)}$
1,52	3,846	$-1,0292\frac{r}{h}+\sqrt{(1,0592\frac{r^2}{h^2}+0,2224\frac{r}{h}+0,4011)}$
1,51	3,920	$-1,0073\frac{r}{h}+\sqrt{(1,0146\frac{r^2}{h^2}+0,2056\frac{r}{h}+0,3918)}$
1,50	4,000	$-0,9817\frac{r}{h}+\sqrt{(0,9638\frac{r^2}{h^2}+0,1937\frac{r}{h}+0,3826)}$
1,49	4,081	$-0,9583\frac{r}{h}+\sqrt{(0,9184\frac{r^2}{h^2}+0,1684\frac{r}{h}+0,3735)}$
1,48	4,166	$-0,9349\frac{r}{h}+\sqrt{(0,8741\frac{r^2}{h^2}+0,1659\frac{r}{h}+0,3644)}$

VALEUR du rapport $K=\frac{R}{r}$	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	RAPPORT $\frac{e}{r}$ de l'épaisseur des pieds droits au rayon de l'intrados, en fonction du rapport $\frac{r}{h}$ de ce rayon à la hauteur des pieds droits. (Cas de l'équilibre strict.)
1,47	4,255	$-0{,}9125\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}8329\frac{r^2}{h^2}+0{,}1482\frac{r}{h}+0{,}3553)}$
1,46	4,347	$-0{,}8887\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}7899\frac{r^2}{h^2}+0{,}1362\frac{r}{h}+0{,}3464)}$
1,45	4,444	$-0{,}8659\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}7498\frac{r^2}{h^2}+0{,}1232\frac{r}{h}+0{,}3374)}$
1,44	4,545	$-0{,}8432\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}7110\frac{r^2}{h^2}+0{,}1181\frac{r}{h}+0{,}3337)}$
1,43	4,651	$-0{,}8206\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}6735\frac{r^2}{h^2}+0{,}1153\frac{r}{h}+0{,}3314)}$
1,42	4,761	$-0{,}7983\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}6372\frac{r^2}{h^2}+0{,}1143\frac{r}{h}+0{,}3290)}$
1,41	4,878	$-0{,}7760\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}6023\frac{r^2}{h^2}+0{,}1102\frac{r}{h}+0{,}3263)}$
1,40	5,000	$-0{,}7540\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}5685\frac{r^2}{h^2}+0{,}1074\frac{r}{h}+0{,}3233)}$
1,39	5,128	$-0{,}7321\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}5359\frac{r^2}{h^2}+0{,}1048\frac{r}{h}+0{,}3203)}$
1,38	5,263	$-0{,}7103\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}5045\frac{r^2}{h^2}+0{,}1021\frac{r}{h}+0{,}3169)}$
1,37	5,405	$-0{,}6887\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}4743\frac{r^2}{h^2}+0{,}0995\frac{r}{h}+0{,}3134)}$
1,36	5,555	$-0{,}6673\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}4452\frac{r^2}{h^2}+0{,}0969\frac{r}{h}+0{,}3096)}$
1,35	5,714	$-0{,}6460\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}4173\frac{r^2}{h^2}+0{,}0944\frac{r}{h}+0{,}3057)}$
1,34	5,882	$-0{,}6249\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}3904\frac{r^2}{h^2}+0{,}0926\frac{r}{h}+0{,}3019)}$
1,33	6,060	$-0{,}6040\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}3660\frac{r^2}{h^2}+0{,}0909\frac{r}{h}+0{,}2979)}$
1,32	6,264	$-0{,}5831\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}3400\frac{r^2}{h^2}+0{,}0880\frac{r}{h}+0{,}2936)}$
1,31	6,451	$-0{,}5624\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}3163\frac{r^2}{h^2}+0{,}0875\frac{r}{h}+0{,}2902)}$
1,30	6,666	$-0{,}5419\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}2937\frac{r^2}{h^2}+0{,}0861\frac{r}{h}+0{,}2866)}$
1,29	6,896	$-0{,}5216\frac{r}{h}+\sqrt{(0{,}2720\frac{r^2}{h^2}+0{,}0828\frac{r}{h}+0{,}2803)}$

VALEUR du rapport $K=\frac{R}{r}$.	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	RAPPORT $\frac{e}{r}$ de l'épaisseur des pieds droits au rayon de l'intrados, en fonction du rapport $\frac{r}{h}$ de ce rayon à la hauteur des pieds droits. (Cas de l'équilibre strict.)
1,28	7,142	$-0,5014\frac{r}{h}+\sqrt{(0,2520\frac{r^2}{h^2}+0,0801\frac{r}{h}+0,2738)}$
1,27	7,407	$-0,4926\frac{r}{h}+\sqrt{(0,2426\frac{r^2}{h^2}+0,0778\frac{r}{h}+0,2686)}$
1,26	7,692	$-0,4615\frac{r}{h}+\sqrt{(0,2130\frac{r^2}{h^2}+0,0755\frac{r}{h}+0,2631)}$
1,25	8,000	$-0,4418\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1952\frac{r^2}{h^2}+0,0730\frac{r}{h}+0,2569)}$
1,24	8,333	$-0,4222\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1783\frac{r^2}{h^2}+0,0713\frac{r}{h}+0,2503)}$
1,23	8,695	$-0,4028\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1623\frac{r^2}{h^2}+0,0684\frac{r}{h}+0,2440)}$
1,22	9,090	$-0,3836\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1471\frac{r^2}{h^2}+0,0674\frac{r}{h}+0,2377)}$
1,21	9,523	$-0,3645\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1329\frac{r^2}{h^2}+0,0641\frac{r}{h}+0,2303)}$
1,20	10,000	$-0,3456\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1194\frac{r^2}{h^2}+0,0614\frac{r}{h}+0,2228)}$
1,19	10,526	$-0,3268\frac{r}{h}+\sqrt{(0,1068\frac{r^2}{h^2}+0,0600\frac{r}{h}+0,2158)}$
1,18	11,111	$-0,3082\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0950\frac{r^2}{h^2}+0,0581\frac{r}{h}+0,2083)}$
1,17	11,764	$-0,2897\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0840\frac{r^2}{h^2}+0,0561\frac{r}{h}+0,2004)}$
1,16	12,500	$-0,2714\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0734\frac{r^2}{h^2}+0,0550\frac{r}{h}+0,1919)}$
1,15	13,333	$-0,2533\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0642\frac{r^2}{h^2}+0,0536\frac{r}{h}+0,1835)}$
1,14	14,285	$-0,2353\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0554\frac{r^2}{h^2}+0,0513\frac{r}{h}+0,1745)}$
1,13	15,384	$-0,2175\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0473\frac{r^2}{h^2}+0,0490\frac{r}{h}+0,1651)}$
1,12	16,666	$-0,1998\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0399\frac{r^2}{h^2}+0,0467\frac{r}{h}+0,1557)}$
1,11	18,181	$-0,1823\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0332\frac{r^2}{h^2}+0,0426\frac{r}{h}+0,1455)}$
1,10	20,000	$-0,1649\frac{r}{h}+\sqrt{(0,0272\frac{r^2}{h^2}+0,0394\frac{r}{h}+0,1351)}$

TABLEAU S. *Voûtes en plein cintre à extrados de niveau. — Table des angles de rupture, des poussées et des épaisseurs limites des pieds droits.*

VALEUR du rapport $K = \frac{R}{r}$.	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	VALEUR de l'angle de rupture.	RAPPORT C de la poussée au carré du rayon r de l'intrados.		RAPPORT de l'épaisseur limite des pieds droits au rayon r de l'intrados.	
			Cas de la rotation.	Cas du glissement.	Équilibre strict.	Stabilité de Lahire.
2,00	2,000	36°	0,05486	0,50358	1,0036	1,3834
1,90	2,222	39	0,07101	0,43966	0,9377	1,2925
1,80	2,500	44	0,08850	0,37901	0,8706	1,2001
1,70	2,857	48	0,10631	0,32164	0,8020	1,1055
1,60	3,333	52	0,12300	0,26755	0,7815	1,0082
1,59	3,389	52	0,12453	0,26232	0,7243	0,9984
1,58	3,448	53	0,12602	0,2571[illegible]	0,7171	0,9885
1,57	3,508	53	0,12747	0,25196	0,7099	0,9784
1,56	3,571	54	0,12837	0,24683	0,7026	0,9684
1,55	3,636	54	0,13027	0,24173	0,6953	0,9584
1,54	3,703	55	0,13153	0,23667	0,6880	0,9483
1,53	3,773	55	0,13289	0,23168	0,6806	0,9381
1,52	3,846	55	0,13414	0,22664	0,6732	0,9280
1,51	3,920	55	0,13531	0,22167	0,6658	0,9177
1,50	4,000	56	0,13648	0,21673	0,6583	0,9075
1,49	4,081	56	0,13756	0,21183	0,6509	0,8972
1,48	4,166	56	0,13856	0,20696	0,6433	0,8868
1,47	4,255	57	0,13952	0,20213	0,6358	0,8764
1,46	4,347	57	0,14041	0,19733	0,6282	0,8659
1,45	4,444	57	0,14122	0,19256	0,6206	0,8554
1,44	4,545	58	0,14195	0,18782	0,6129	0,8448
1,43	4,651	58	0,14268	0,18312	0,6052	0,8341
1,42	4,761	58	0,14311	0,17845	0,5974	0,8234
1,41	4,878	59	0,14876	0,17381	0,5896	0,8126
1,40	5,000	59	0,14421	0,16920	0,5817	0,8018
1,39	5,128	59	0,14456	0,16468	0,5738	0,7909
1,38	5,263	59	0,14481	0,16009	0,5658	0,7790
1,37	5,406	60	0,14498	0,15558	0,5578	0,7689
1,36	5,555	60	0,14506	0,15141	0,5497	0,7577

VALEUR du rapport $K = \frac{R}{r}$.	RAPPORT du diamètre à l'épaisseur.	VALEUR de l'angle de rupture.	RAPPORT C de la poussée au carré du rayon r de l'intrados.		RAPPORT de l'épaisseur limite des pieds droits au rayon r de l'intrados.	
			Cas de la rotation.	Cas du glissement.	Équilibre strict.	Stabilité de Lahire.
1,35	5,714	60°	0,14504	0,14666	0,5416	0,7465
1,34	5,882	60	0,14491	0,14225	0,5383	0,7420
1,33	6,060	61	0,14467	»	0,5379	0,7414
1,32	6,264	61	0,14460	»	0,5377	0,7412
1,31	6,451	61	0,14390	»	0,5358	0,7394
1,30	6,666	61	0,14322	0,12495	0,5354	0,7379
1,29	6,896	61	0,14264	»	0,5341	0,7362
1,28	7,142	62	0,14186	»	0,5326	0,7342
1,27	7,407	62	0,14101	»	0,5310	0,7326
1,26	7,692	62	0,13988	»	0,5289	0,7290
1,25	8,000	62	0,13872	0,10405	0,5267	0,7260
1,24	8,333	62	0,13737	»	0,5235	0,7225
1,23	8,695	63	0,13593	»	0,5214	0,7187
1,22	9,090	63	0,13437	»	0,5184	0,7145
1,21	9,523	63	0,13263	»	0,5150	0,7099
1,20	10,000	63	0,13073	0,08397	0,5113	0,7048
1,19	10,526	63	0,12870	»	0,5073	0,6993
1,18	11,111	63	0,12650	»	0,5030	0,6932
1,17	11,764	64	0,12415	»	0,4983	0,6868
1,16	12,500	64	0,12182	»	0,4936	0,6803
1,15	13,333	64	0,11895	0,06471	0,4877	0,6723
1,14	14,285	64	0,11608	»	0,4818	0,6641
1,13	15,384	64	0,11303	»	0,4755	0,6553
1,12	16,666	64	0,10979	»	0,4686	0,6459
1,11	18,181	65	0,10641	»	0,4613	0,6358
1,10	20,000	65	0,10279	0,04627	0,4535	0,6249
1,09	22,222	66	0,098992	»	0,4449	0,6133
1,08	25,000	66	0,094967	»	0,4358	0,6007
1,07	28,571	67	0,091180	»	0,4270	0,5886
1,06	33,333	68	0,086376	»	0,4156	0,5729
1,05	40,000	69	0,081755	0,02865	0,4044	0,5573
1,04	50,000	70	0,076847	»	»	»
1,03	66,666	71	0,071853	»	»	»
1,02	100,000	73	0,066469	»	»	»
1,01	200,000	74	0,061324	»	»	»
1,00	L'infini.	75	0,055472	0,01185	»	»

Tableau T. *Voûtes en arc de cercle, à extrados parallèle.* — *Table des poussées dans divers systèmes.*

VALEUR du rapport $K=\frac{R}{r}$.	RAPPORT DE LA POUSSÉE AU CARRÉ DU RAYON DE L'EXTRADOS.						
	Système $L=4f$ $r=\frac{5}{2}f$ $a=53°7'30''$.	Système $L=5f$ $r=\frac{29}{8}f$ $a=43°36'10''$.	Système $L=6f$ $r=5f$ $a=36°52'10''$.	Système $L=7f$ $r=\frac{53}{8}f$ $a=31°53'26''$.	Système $L=8f$ $r=\frac{17}{2}f$ $a=28°4'20''$.	Système $L=10f$ $r=13f$ $a=22°37'10''$.	Système $L=16f$ $r=32,5f$ $a=14°15'0''$.
1,40	0,15445	0.14691	0,14691	0,14691	0,14691	0,14478	»
1,35	0,14717	0,13030	0,12587	0,12587	0,12587	0,12405	»
1,34	0,14543	0,12987	0,12171	0,12171	0,12171	0,11999	»
1,33	0,14364	0,12781	0,11767	0,11767	0,11767	0,11596	»
1,32	0,14173	0,12634	0,11362	0,11362	0,11362	0,11196	»
1,31	0,13975	0,12486	0,10959	0,10959	0,10959	0,10800	»
1,30	0,13764	0,12331	0,10682	0,10559	0,10559	0,10406	»
1,29	0,13543	0,12164	0,10563	0,10163	0,10163	0,10016	»
1,28	0,13311	0,11988	0,10437	0,09770	0,09770	0,09628	»
1,27	0,13068	0,11803	0,10304	0,09379	0,09379	0,09244	»
1,26	0,12815	0,11609	0,10160	0,08992	0,08992	0,08862	»
1,25	0,12547	0,11402	0,10009	0,08668	0,08608	0,08483	0,07180
1,24	0,12270	0,11251	0,09850	0,08549	0,08227	0,08108	0,06862
1,23	0,12031	0,10958	0,09679	0,08423	0,07849	0,07735	0,06547
1,22	0,11675	0,10726	0,09499	0,08291	0,07474	0,07366	0,06234
1,21	0,11354	0,10460	0,09305	0,08148	0,07102	0,06999	0,05924
1,20	0,11023	0,10196	0,09102	0,07999	0,06981	0,06636	0,05616
1,19	0,10676	0,09915	0,08885	0,07834	0,06859	0,06275	0,05311
1,18	0,10313	0,09617	0,08653	0,07651	0,06727	0,05918	0,05008
1,17	0,09534	0,09803	0,08408	0,07468	0,06583	0,05212	0,04709
1,16	0,09537	0,08975	0,08144	0,07264	0,06420	0,05004	0,04411
1,15	0,09123	0,08634	0,07866	0,07050	0,06259	0,04904	0,04116
1,14	0,08690	0,08257	0,07568	0,06812	0,06077	0,04803	0,03824
1,13	0,08238	0,07869	0,07251	0,06558	0,05890	0,04671	0,03534
1,12	0,07764	0,07459	0,06911	0,06297	0,05659	0,04451	0,03247
1,11	0,07269	0,07042	0,06548	0,06026	0,05421	0,04384	0,02962
1,10	0,06737	0,06563	0,06158	0,05666	0,05160	0,04214	0,02681
1,09	0,06211	0,06077	0,05739	0,05345	0,04871	0,04023	0,02401
1,08	0,05636	0,05652	0,05288	0,04934	0,04552	0,03806	0,02192
1,07	0,05052	0,05011	0,04804	0,04426	0,04200	0,03560	0,02111
1,06	0,04431	0,04428	0,04280	0,04058	0,03861	0,03276	0,02002
1,05	0,03776	0,03804	0,03709	0,03550	0,03357	0,02944	0,01882
1,04	0,03096	0,03144	0,03095	0,02992	0,02862	0,02561	0,01720
1,03	0,02378	0,02437	0,02424	0,02369	0,02293	0,02131	0,01524
1,02	0,01625	0,01681	0,01690	0,01673	0,01640	0,01546	0,01199
1,01	0,00834	0,00871	0,00886	0,00889	0,00885	0,00862	0,00747

TABLEAU V. *Des dimensions à donner aux différentes parties de quelques fermes.*

DÉSIGNATION des FERMES.	Longueur dans œuvre.	Tirant ne portant pas plancher.	Tirant portant plancher.	Entrait retroussé.	Jambes de force.	Arbalétriers.	Poinçons.	Aisseliers.	Jambettes.	Contre-fiches.	Faîtes.	Pannes.	Sablières.	Chevrons.
	mèt.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.	cent.
Ferme simple…	6	27	32	»	»	22	19	»	16	16	19	19	23	9
	9	33	40	»	»	26	24	»	19	19	20	20	25	10
	12	40	47	»	»	32	30	»	21	21	22	22	28	11
Ferme à entrait retroussé et arbalétrier allant du faîte au tirant……	6	»	42	21	»	22	19	19	15	15	19	19	23	9
	9	»	52	27	»	26	24	24	18	18	20	20	25	10
	12	»	63	33	»	32	30	30	22	22	22	22	28	11
Ferme avec entrait retroussé et jambes de force……	6	»	42	21	24	18	19	19	14	14	19	19	23	9
	9	»	52	27	27	22	24	24	16	16	20	20	25	10
	12	»	63	33	35	22	30	30	18	18	22	22	28	11

TABLEAU V. *Des hauteurs correspondantes à différentes vitesses, les unes et les autres étant exprimées en mètres.*

VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
0,01	0,00001	0,44	0,00980	0,87	0,0386	1,30	0,0861
0,02	0,00002	0,45	0,01030	0,88	0,0395	1,31	0,0875
0,03	0,00005	0,46	0,0108	0,89	0,0404	1,32	0,0888
0,04	0,00009	0,47	0,0112	0,90	0,0413	1,33	0,0901
0,05	0,00013	0,48	0,0117	0,91	0,0422	1,34	0,0915
0,06	0,00019	0,49	0,0122	0,92	0,0431	1,35	0,0929
0,07	0,00026	0,50	0,0127	0,93	0,0441	1,36	0,0943
0,08	0,00034	0,51	0,0132	0,94	0,0450	1,37	0,0957
0,09	0,00043	0,52	0,0138	0,95	0,0460	1,38	0,0970
0,10	0,00051	0,53	0,0143	0,96	0,0470	1,39	0,0984
0,11	0,00062	0,54	0,0148	0,97	0,0480	1,40	0,0999
0,12	0,00074	0,55	0,0154	0,98	0,0490	1,41	0,1013
0,13	0,00087	0,56	0,0160	0,99	0,0500	1,42	0,1028
0,14	0,00101	0,57	0,0165	1,00	0,0510	1,43	0,1042
0,15	0,00115	0,58	0,0171	1,01	0,0520	1,44	0,1057
0,16	0,00131	0,59	0,0177	1,02	0,0530	1,45	0,1072
0,17	0,00148	0,60	0,0184	1,03	0,0541	1,46	0,1086
0,18	0,00166	0,61	0,0190	1,04	0,0551	1,47	0,1101
0,19	0,00185	0,62	0,0196	1,05	0,0562	1,48	0,1116
0,20	0,00204	0,63	0,0202	1,06	0,0573	1,49	0,1131
0,21	0,00225	0,64	0,0209	1,07	0,0584	1,50	0,1147
0,22	0,00247	0,65	0,0215	1,08	0,0595	1,51	0,1162
0,23	0,00270	0,66	0,0222	1,09	0,0606	1,52	0,1177
0,24	0,00294	0,67	0,0229	1,10	0,0617	1,53	0,1193
0,25	0,00319	0,68	0,0236	1,11	0,0628	1,54	0,1209
0,26	0,00345	0,69	0,0243	1,12	0,0639	1,55	0,1225
0,27	0,00372	0,70	0,0250	1,13	0,0651	1,56	0,1241
0,28	0,00400	0,71	0,0257	1,14	0,0662	1,57	0,1257
0,29	0,00429	0,72	0,0264	1,15	0,0674	1,58	0,1273
0,30	0,00459	0,73	0,0272	1,16	0,0686	1,59	0,1289
0,31	0,00490	0,74	0,0279	1,17	0,0698	1,60	0,1305
0,32	0,00522	0,75	0,0287	1,18	0,0710	1,61	0,1321
0,33	0,00555	0,76	0,0295	1,19	0,0722	1,62	0,1337
0,34	0,00589	0,77	0,0302	1,20	0,0734	1,63	0,1354
0,35	0,00624	0,78	0,0310	1,21	0,0746	1,64	0,1371
0,36	0,00660	0,79	0,0318	1,22	0,0758	1,65	0,1388
0,37	0,00697	0,80	0,0326	1,23	0,0771	1,66	0,1405
0,38	0,00735	0,81	0,0334	1,24	0,0783	1,67	0,1422
0,39	0,00775	0,82	0,0343	1,25	0,0797	1,68	0,1439
0,40	0,00816	0,83	0,0351	1,26	0,0809	1,69	0,1456
0,41	0,00860	0,84	0,0360	1,27	0,0822	1,70	0,1473
0,42	0,00900	0,85	0,0368	1,28	0,0835	1,71	0,1490
0,43	0,00940	0,86	0,0377	1,29	0,0848	1,72	1,1508

VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
1,73	0,1525	2,22	0,2512	2,71	0,3744	3,20	0,5220
1,74	0,1543	2,23	0,2535	2,72	0,3771	3,21	0,5252
1,75	0,1561	2,24	0,2557	2,73	0,3799	3,22	0,5285
1,76	0,1579	2,25	0,2580	2,74	0,3827	3,23	0,5318
1,77	0,1597	2,26	0,2603	2,75	0,3855	3,24	0,5351
1,78	0,1615	2,27	0,2626	2,76	0,3883	3,25	0,5384
1,79	0,1633	2,28	0,2649	2,77	0,3911	3,26	0,5417
1,80	0,1651	2,29	0,2673	2,78	0,3939	3,27	0,5460
1,81	0,1670	2,30	0,2696	2,79	0,3967	3,28	0,5484
1,82	0,1688	2,31	0,2720	2,80	0,3996	3,29	0,5517
1,83	0,1707	2,32	0,2743	2,81	0,4025	3,30	0,5551
1,84	0,1726	2,33	0,2767	2,82	0,4054	3,31	0,5585
1,85	0,1745	2,34	0,2791	2,83	0,4082	3,32	0,5618
1,86	0,1763	2,35	0,2815	2,84	0,4111	3,33	0,5652
1,87	0,1782	2,36	0,2839	2,85	0,4140	3,34	0,5686
1,88	0,1801	2,37	0,2863	2,86	0,4169	3,35	0,5721
1,89	0,1820	2,38	0,2887	2,87	0,4198	3,36	0,5755
1,90	0,1840	2,39	0,2911	2,88	0,4228	3,37	0,5789
1,91	0,1859	2,40	0,2936	2,89	0,4257	3,38	0,5823
1,92	0,1878	2,41	0,2960	2,90	0,4287	3,39	0,5858
1,93	0,1898	2,42	0,2985	2,91	0,4316	3,40	0,5893
1,94	0,1918	2,43	0,3010	2,92	0,4346	3,41	0,5927
1,95	0,1938	2,44	0,3034	2,93	0,4376	3,42	0,5962
1,96	0,1958	2,45	0,3060	2,94	0,4406	3,43	0,5997
1,97	0,1978	2,46	0,3085	2,95	0,4436	3,44	0,6032
1,98	0,1998	2,47	0,3110	2,96	0,4466	3,45	0,6067
1,99	0,2018	2,48	0,3135	2,97	0,4496	3,46	0,6102
2,00	0,2039	2,49	0,3160	2,98	0,4526	3,47	0,6138
2,01	0,2059	2,50	0,3186	2,99	0,4557	3,48	0,6173
2,02	0,2080	2,51	0,3211	3,00	0,4588	3,49	0,6209
2,03	0,2100	2,52	0,3237	3,01	0,4618	3,50	0,6244
2,04	0,2121	2,53	0,3263	3,02	0,4649	3,51	0,6280
2,05	0,2142	2,54	0,3289	3,03	0,4680	3,52	0,6316
2,06	0,2163	2,55	0,3315	3,04	0,4711	3,53	0,6352
2,07	0,2184	2,56	0,3341	3,05	0,4742	3,54	0,6388
2,08	0,2205	2,57	0,3367	3,06	0,4773	3,55	0,6424
2,09	0,2226	2,58	0,3393	3,07	0,4804	3,56	0,6460
2,10	0,2248	2,59	0,3419	3,08	0,4835	3,57	0,6497
2,11	0,2269	2,60	0,3446	3,09	0,4866	3,58	0,6533
2,12	0,2291	2,61	0,3472	3,10	0,4899	3,59	0,6569
2,13	0,2313	2,62	0,3499	3,11	0,4930	3,60	0,6606
2,14	0,2334	2,63	0,3526	3,12	0,4962	3,61	0,6643
2,15	0,2356	2,64	0,3553	3,13	0,4994	3,62	0,6680
2,16	0,2378	2,65	0,3580	3,14	0,5026	3,63	0,6717
2,17	0,2400	2,66	0,3607	3,15	0,5058	3,64	0,6754
2,18	0,2422	2,67	0,3634	3,16	0,5090	3,65	0,6791
2,19	0,2444	2,68	0,3661	3,17	0,5122	3,66	0,6828
2,20	0,2467	2,69	0,3688	3,18	0,5155	3,67	0,6866
2,21	0,2490	2,70	0,3716	3,19	0,5187	3,68	0,6903

VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
3,69	0,6940	4,18	0,8906	4,67	1,1117	5,16	1,3572
3,70	0,6978	4,19	0,8949	4,68	1,1164	5,17	1,3625
3,71	0,7016	4,20	0,8992	4,69	1,1212	5,18	1,3678
3,72	0,7054	4,21	0,9035	4,70	1,1260	5,19	1,3730
3,73	0,7092	4,22	0,9078	4,71	1,1308	5,20	1,3784
3,74	0,7130	4,23	0,9121	4,72	1,1356	5,21	1,3837
3,75	0,7168	4,24	0,9164	4,73	1,1404	5,22	1,3890
3,76	0,7206	4,25	0,9207	4,74	1,1452	5,23	1,3943
3,77	0,7245	4,26	0,9251	4,75	1,1501	5,24	1,3996
3,78	0,7283	4,27	0,9294	4,76	1,1549	5,25	1,4050
3,79	0,7322	4,28	0,9337	4,77	1,1598	5,26	1,4103
3,80	0,7361	4,29	0,9381	4,78	1,1647	5,27	1,4157
3,81	0,7400	4,30	0,9425	4,79	1,1695	5,28	1,4211
3,82	0,7438	4,31	0,9469	4,80	1,1744	5,29	1,4265
3,83	0,7478	4,32	0,9513	4,81	1,1793	5,30	1,4319
3,84	0,7517	4,33	0,9557	4,82	1,1842	5,31	1,4373
3,85	0,7556	4,34	0,9601	4,83	1,1891	5,32	1,4427
3,86	0,7595	4,35	0,9646	4,84	1,1941	5,33	1,4481
3,87	0,7634	4,36	0,9690	4,85	1,1990	5,34	1,4535
3,88	0,7674	4,37	0,9734	4,86	1,2040	5,35	1,4590
3,89	0,7713	4,38	0,9779	4,87	1,2090	5,36	1,4645
3,90	0,7753	4,39	0,9823	4,88	1,2139	5,37	1,4699
3,91	0,7793	4,40	0,9869	4,89	1,2189	5,38	1,4754
3,92	0,7833	4,41	0,9913	4,90	1,2239	5,39	1,4809
3,93	0,7873	4,42	0,9958	4,91	1,2289	5,40	1,4864
3,94	0,7913	4,43	1,0003	4,92	1,2339	5,41	1,4919
3,95	0,7953	4,44	1,0048	4,93	1,2389	5,42	1,4975
3,96	0,7993	4,45	1,0094	4,94	1,2440	5,43	1,5030
3,97	0,8034	4,46	1,0140	4,95	1,2490	5,44	1,5085
3,98	0,8074	4,47	1,0185	4,96	1,2541	5,45	1,5141
3,99	0,8115	4,48	1,0231	4,97	1,2591	5,46	1,5196
4,00	0,8156	4,49	1,0276	4,98	1,2642	5,47	1,5252
4,01	0,8197	4,50	1,0322	4,99	1,2693	5,48	1,5308
4,02	0,8238	4,51	1,0368	5,00	1,2744	5,49	1,5364
4,03	0,8279	4,52	1,0414	5,01	1,2795	5,50	1,5420
4,04	0,8320	4,53	1,0460	5,02	1,2846	5,51	1,5476
4,05	0,8361	4,54	1,0507	5,03	1,2897	5,52	1,5532
4,06	0,8402	4,55	1,0553	5,04	1,2948	5,53	1,5588
4,07	0,8444	4,56	1,0599	5,05	1,3000	5,54	1,5645
4,08	0,8485	4,57	1,0646	5,06	1,3051	5,55	1,5701
4,09	0,8527	4,58	1,0092	5,07	1,3103	5,56	1,5758
4,10	0,8569	4,59	1,0739	5,08	1,3155	5,57	1,5815
4,11	0,8611	4,60	1,0786	5,09	1,3206	5,58	1,5872
4,12	0,8653	4,61	1,0833	5,10	1,3258	5,59	1,5929
4,13	0,8695	4,62	1,0880	5,11	1,3311	5,60	1,5986
4,14	0,8737	4,63	1,0927	5,12	1,3363	5,61	1,6043
4,15	0,8779	4,64	1,0974	5,13	1,3415	5,62	1,6100
4,16	0,8821	4,65	1,1022	5,14	1,3467	5,63	1,6157
4,17	0,8864	4,66	1,1069	5,15	1,3520	5,64	1,6215

VITESSE.	HAUTEUR corres-pondante.	VITESSE.	HAUTEUR corres-pondante.	VITESSE.	HAUTEUR corres-pondante.	VITESSE.	HAUTEUR corres-pondante.
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
5,65	1,6272	6,15	1,9280	6,65	2,2542	7,15	2,6060
5,66	1,6330	6,16	1,9343	6,66	2,2610	7,16	2,6132
5,67	1,6388	6,17	1,9405	6,67	2,2678	7,17	2,6205
5,68	1,6446	6,18	1,9468	6,68	2,2746	7,18	2,6279
5,69	1,6503	6,19	1,9531	6,69	2,2814	7,19	2,6352
5,70	1,6562	6,20	1,9595	6,70	2,2883	7,20	2,6425
5,71	1,6620	6,21	1,9658	6,71	2,2951	7,21	2,6499
5,72	1,6678	6,22	1,9721	6,72	2,3019	7,22	2,6572
5,73	1,6736	6,23	1,9785	6,73	2,3088	7,23	2,6646
5,74	1,6795	6,24	1,9848	6,74	2,3156	7,24	2,6720
5,75	1,6854	6,25	1,9912	6,75	2,3225	7,25	2,6794
5,76	1,6912	6,26	1,9976	6,76	2,3294	7,26	2,6868
5,77	1,6971	6,27	2,0039	6,77	2,3363	7,27	2,6942
5,78	1,7030	6,28	2,0103	6,78	2,3432	7,28	2,7016
5,79	1,7089	6,29	2,0167	6,79	2,3501	7,29	2,7090
5,80	1,7148	6,30	2,0232	6,80	2,3571	7,30	2,7164
5,81	1,7207	6,31	2,0296	6,81	2,3640	7,31	2,7239
5,82	1,7266	6,32	2,0361	6,82	2,3709	7,32	2,7313
5,83	1,7326	6,33	2,0425	6,83	2,3779	7,33	2,7388
5,84	1,7385	6,34	2,0490	6,84	2,3849	7,34	2,7463
5,85	1,7445	6,35	2,0554	6,85	2,3919	7,35	2,7538
5,86	1,7505	6,36	2,0619	6,86	2,3989	7,36	2,7613
5,87	1,7564	6,37	2,0684	6,87	2,4059	7,37	2,7688
5,88	1,7624	6,38	2,0749	6,88	2,4129	7,38	2,7763
5,89	1,7684	6,39	2,0814	6,89	2,4199	7,39	2,7838
5,90	1,7744	6,40	2,0879	6,90	2,4269	7,40	2,7914
5,91	1,7805	6,41	2,0945	6,91	2,4339	7,41	2,7989
5,92	1,7865	6,42	2,1010	6,92	2,4410	7,42	2,8065
5,93	1,7925	6,43	2,1075	6,93	2,4481	7,43	2,8140
5,94	1,7986	6,44	2,1141	6,94	2,4551	7,44	2,8216
5,95	1,8046	6,45	2,1207	6,95	2,4622	7,45	2,8292
5,96	1,8107	6,46	2,1273	6,96	2,4693	7,46	2,8368
5,97	1,8168	6,47	2,1338	6,97	2,4764	7,47	2,8444
5,98	1,8229	6,48	2,1404	6,98	2,4835	7,48	2,8521
5,99	1,8290	6,49	2,1471	6,99	2,4906	7,49	2,8597
6,00	1,8351	6,50	2,1537	7,00	2,4978	7,50	2,8673
6,01	1,8412	6,51	2,1603	7,01	2,5049	7,51	2,8750
6,02	1,8473	6,52	2,1670	7,02	2,5121	7,52	2,8826
6,03	1,8535	6,53	2,1736	7,03	2,5192	7,53	2,8903
6,04	1,8596	6,54	2,1803	7,04	2,5264	7,54	2,8980
6,05	1,8658	6,55	2,1869	7,05	2,5336	7,55	2,9057
6,06	1,8720	6,56	2,1936	7,06	2,5408	7,56	2,9134
6,07	1,8782	6,57	2,2003	7,07	2,5480	7,57	2,9211
6,08	1,8843	6,58	2,2070	7,08	2,5552	7,58	2,9288
6,09	1,8905	6,59	2,2137	7,09	2,5624	7,59	2,9365
6,10	1,8968	6,60	2,2205	7,10	2,5696	7,60	2,9443
6,11	1,9030	6,61	2,2272	7,11	2,5769	7,61	2,9520
6,12	1,9092	6,62	2,2339	7,12	2,5841	7,62	2,9598
6,13	1,9155	6,63	2,2407	7,13	2,5914	7,63	2,9676
6,14	1,9217	6,64	2,2474	7,14	2,5987	7,64	2,9754

VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE.	HAUTEUR correspondante.
m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.
7,65	2,9832	8,15	3,3859	8,65	3,8141	9,15	4,2677
7,66	2,9910	8,16	3,3942	8,66	3,8229	9,16	4,2771
7,67	2,9988	8,17	3,4025	8,67	3,8317	9,17	4,2864
7,68	3,0066	8,18	3,4108	8,68	3,8405	9,18	4,2958
7,69	3,0144	8,19	3,4192	8,69	3,8494	9,19	4,3051
7,70	3,0223	8,20	3,4275	8,70	3,8583	9,20	4,3145
7,71	3,0301	8,21	3,4359	8,71	3,8671	9,21	4,3239
7,72	3,0380	8,22	3,4448	8,72	3,8760	9,22	4,3333
7,73	3,0459	8,23	3,4526	8,73	3,8849	9,23	4,3417
7,74	3,0538	8,24	3,4610	8,74	3,8938	9,24	4,3511
7,75	3,0617	8,25	3,4695	8,75	3,9028	9,25	4,3615
7,76	3,0696	8,26	3,4779	8,76	3,9117	9,26	4,3710
7,77	3,0775	8,27	3,4863	8,77	3,9206	9,27	4,3804
7,78	3,0854	8,28	3,4947	8,78	3,9295	9,28	4,3898
7,79	3,0933	8,29	3,5032	8,79	3,9385	9,29	4,3993
7,80	3,1013	8,30	3,5116	8,80	3,9475	9,30	4,4088
7,81	3,1092	8,31	3,5201	8,81	3,9565	9,31	4,4183
7,82	3,1172	8,32	3,5286	8,82	3,9654	9,32	4,4278
7,83	3,1252	8,33	3,5371	8,83	3,9744	9,33	4,4373
7,84	3,1332	8,34	3,5455	6,84	3,9834	9,34	4,4468
7,85	3,1412	8,35	3,5541	8,85	3,9925	9,35	4,4563
7,86	3,1492	8,36	3,5626	8,86	4,0015	9,36	4,4659
7,87	3,1572	8,37	3,5711	8,87	4,0105	9,37	4,4754
7,88	3,1652	8,38	3,5796	8,88	4,0196	9,38	4,4850
7,89	3,1733	8,39	3,5882	8,89	5,0286	9,39	4,4945
7,90	3,1813	8,40	3,5968	8,90	4,0377	9,40	4,5041
7,91	3,1894	8,41	3,6053	8,91	4,0468	9,41	4,5137
7,92	3,1974	8,42	3,6139	8,92	4,0559	9,42	4,5233
7,93	3,2055	8,43	3,6225	8,93	4,0650	9,43	4,5329
7,94	3,2136	8,44	3,6311	8,94	4,0741	9,44	4,5425
7,95	3,2217	8,45	3,6397	8,95	4,0832	9,45	4,5522
7,96	3,2298	8,46	3,6483	8,96	4,0923	9,46	4,5618
7,97	3,2380	8,47	3,6570	8,97	4,1015	9,47	4,5715
7,98	3,2461	8,48	3,6656	8 98	4,1106	9,48	4,5811
7,99	3,2542	8,49	3,6743	8,99	4,1198	9,49	4,5908
8,00	3,2624	8,50	3 6829	9,00	4,1290	9,50	4,6005
8,01	3,2705	8,51	3,6916	9,01	4,1381	9,51	4,6102
8,02	3,2787	8,52	3,7003	9,02	4,1473	9,52	4,6199
8,03	3,2869	8,53	3,7090	9,03	4,1565	9,53	4,6296
8,04	3,2951	8,64	3,7177	9,04	4,1657	9,54	4,6393
8,05	3,3033	8,55	3,7264	9,05	4,1750	9,55	4,6490
8,06	3,3115	8,56	3,7351	9,06	4,1832	9,56	4,6588
8,07	3,3197	8,57	3,7438	9,07	4,1924	9,57	4,6685
8,08	3,3280	8,58	3,7526	9,08	4,2017	9,58	4,6783
8,09	3,3362	8,59	3,7613	9,09	4,2109	9,59	4,6880
8,10	3,3445	8,60	3,7701	9,10	4,2212	9,60	4,6978
8,11	3,3527	8,61	3,7789	9,11	4,2305	9,61	4,7076
8,12	3,3610	8,62	3,7876	9,12	4,2398	9,62	4,7174
8,13	3,3693	8,63	3,7964	9,13	4,2491	9,63	4,7272
8,14	3,3776	8,64	3,8052	9,14	4,2584	9,64	4,7370

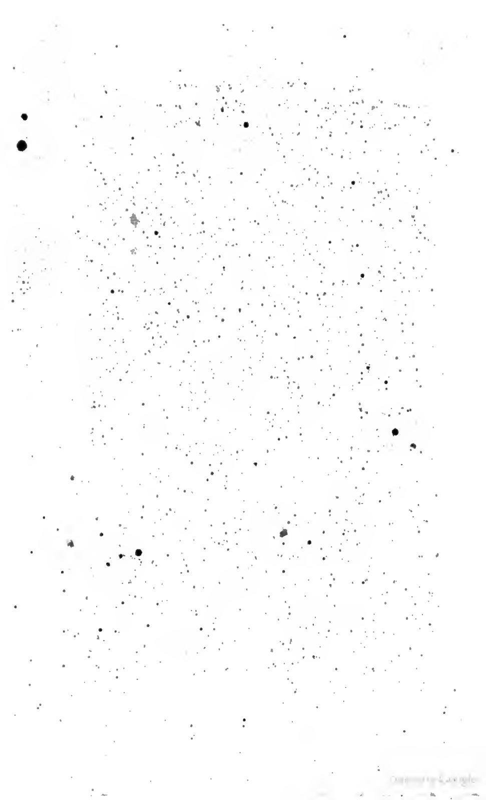


TABLE DES MATIÈRES.

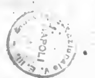
DEUXIÈME PARTIE.

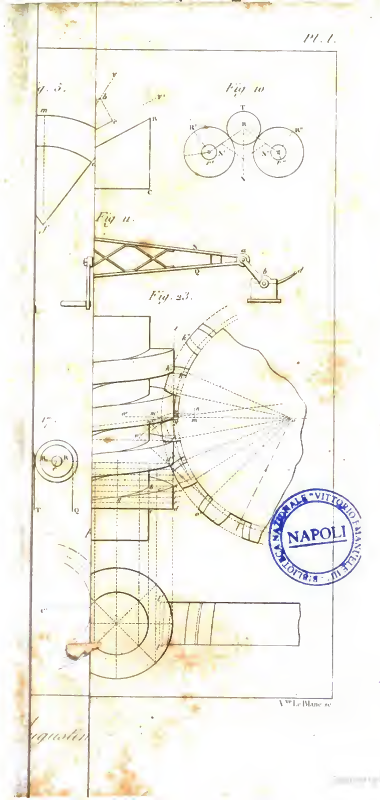
TROISIÈME PARTIE.

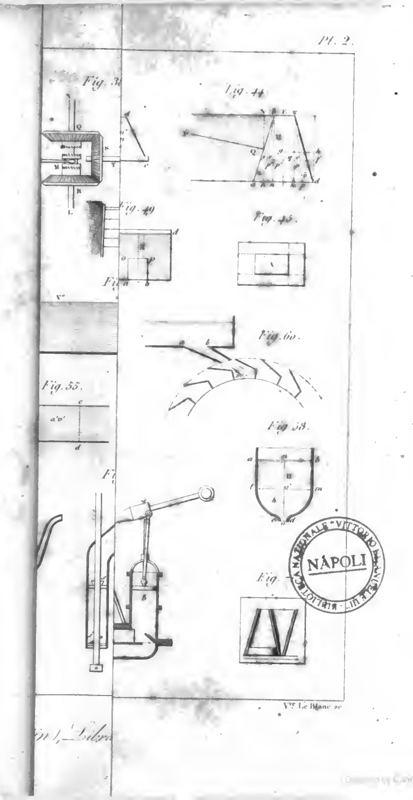
QUATRIÈME PARTIE.

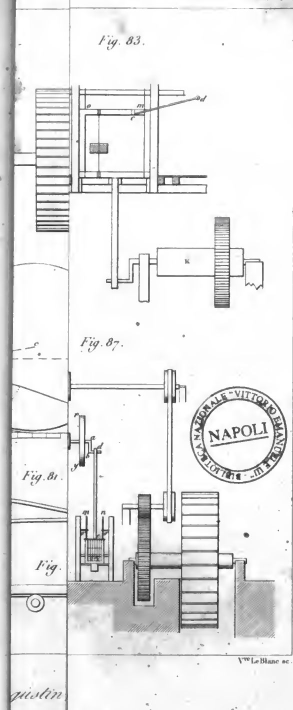
FIN.

DE L'IMPRIMERIE DE CRAPELET,
RUE DE VAUGIRARD, N° 9.



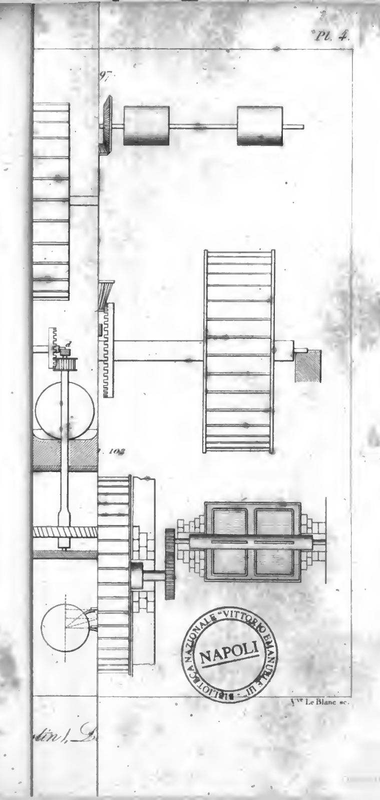

Pl. 1.
Fig. 10
Fig. 11.
Fig. 23.
Vve Le Blanc sc.

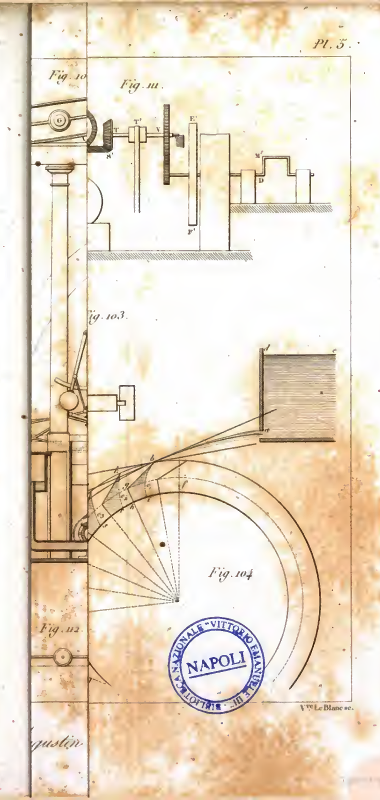

Pl. 2.
Fig. 38
Fig. 44
Fig. 49
Fig. 45
Fig. 60.
Fig. 55.
Fig. 58.
Vve Le Blanc sc.

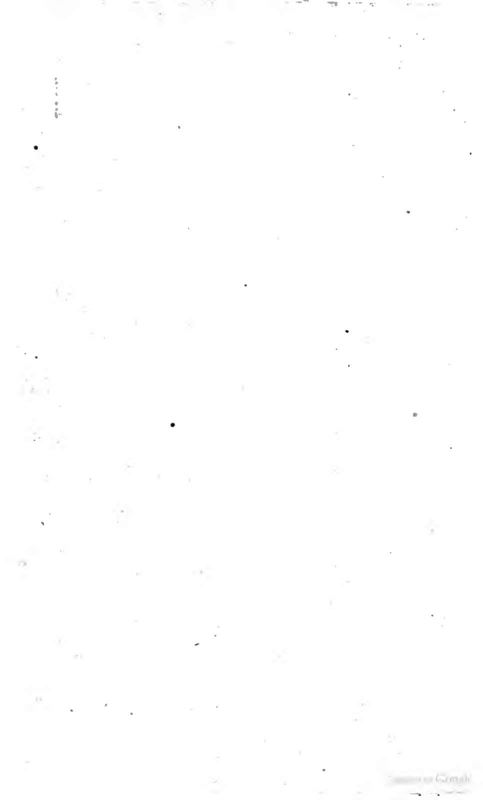


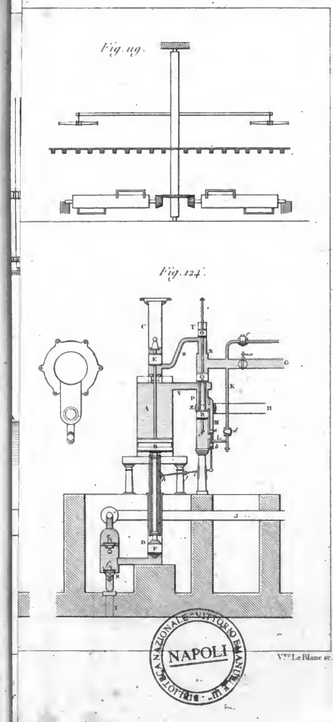
Vve Le Blanc sc.

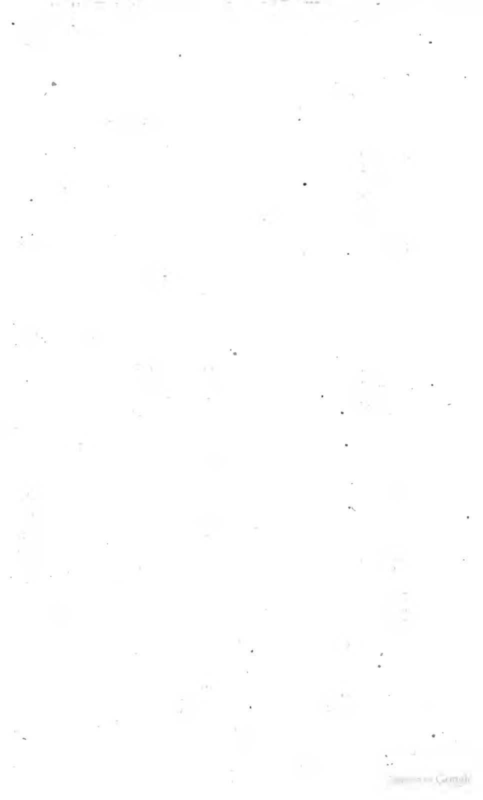
...guistin

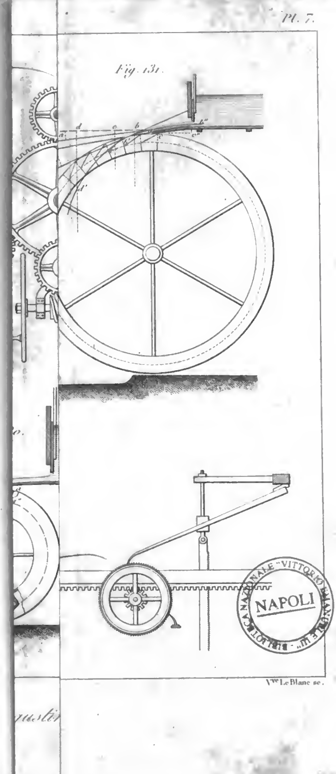

Pl. 4.
97
d
102
Vve Le Blanc sc.

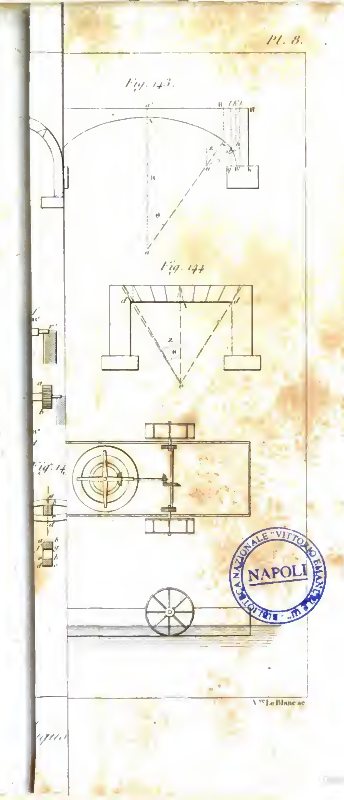

Pl. 5.
Fig. 10
Fig. 111.
Fig. 103.
Fig. 104
Fig. 112.
Vve Le Blanc sc.
gustin




Fig. 119.
Fig. 124.
C
E
A
B
D
F
T
O
S
G
K
H
P
Z
R
M
L
J
V'e Le Blanc sc.




Fig. 131.
Vve Le Blanc sc.


Fig. 143.
Fig. 144
V.ve Le Blanc sc



